



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH
Institut für Kernphysik

**Wärmeübergänge am Energieabsorber
und deren Abhängigkeit
von meteorologischen Parametern**

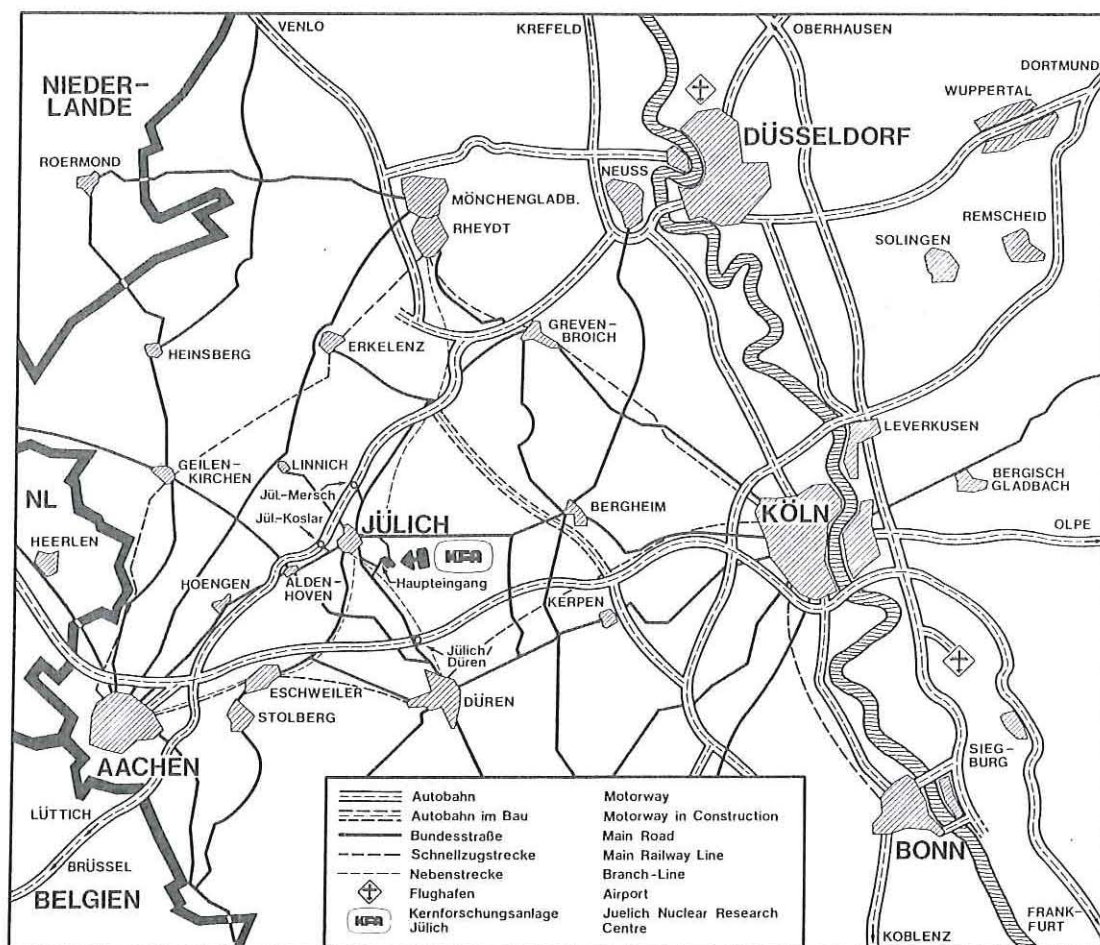
von

K. Maßmeyer und R. Posorski

Jül - Spez - 184

November 1982

ISSN 0343-7639



Als Manuskript gedruckt

Spezielle Berichte der Kernforschungsanlage Jülich - Nr. 184

Institut für Kernphysik Jül - Spez - 184

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH
Postfach 1913 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)
Telefon: (0 24 61) 610 · Telex: 8 33 556 kfa d

HEAT TRANSFER ON AN ABSORBER ROOF
REGARDING
METEOROLOGICAL PARAMETERS

K. Maßmeyer, R. Posorski

ABSTRACT

The useful energy output of absorber plates was measured under the seasonal range of weather conditions over a period of 1 year.

The absorber plates were mounted in an inclined position (60°) oriented to the south either with thermal insulation on the rear side or elevated from the supporting plane to allow additional heat exchange on the rear side.

Calorimetric measurements of the plates at different temperature levels were carried out with simultaneous recording of meteorological data. Comprehensive data were collected in respect of black-painted absorber plates as well as those with selective coating.

It has been demonstrated that the stagnation temperature of an absorber plate, which is yielded under no-flow conditions, is a suitable parameter for calculating the useful energy output by simulation.

The model describing the thermal performance of absorber plates is based on heat exchanger characteristics and includes the effect of absorption of radiation.

The results obtained from the model were verified over the wide range of measured temperature levels.

WÄRMEÜBERGÄNGE AM ENERGIEABSORBER UND DEREN ABHÄNGIGKEIT VON METEOROLOGISCHEN PARAMETERN

K. Maßmeyer, R. Posorski

ZUSAMMENFASSUNG

Über den Zeitraum von etwa einem Jahr wurden kalorimetrische Messungen zur Bestimmung der Nutzwärmeabgabe von Energieabsorbern an einem Außenteststand durchgeführt. Neben den kalorimetrischen Daten wurden die relevanten meteorologischen Größen als zeitlich hochaufgelöste Meßwerte mit einer elektronischen Datenerfassungsanlage aufgezeichnet.

Bei den untersuchten Energieabsorbern handelt es sich um selektiv sowie schwarze, nicht selektiv beschichtete Flächenwärmetauscher, die unter einem Neigungswinkel von 60° nach Süden ausgerichtet sind.

Die Nutzwärmeabgabe wurde gleichzeitig für mehrere Energieabsorber bei unterschiedlichen Betriebstemperaturen in hinterlüfteter und rückseitig isolierter Montageweise gemessen. Damit steht ein umfassendes Datenmaterial für viele Wetterbedingungen der Auswertung zur Verfügung.

Die Leerlauftemperaturen, die sich an Energieabsorbern dann einstellen, wenn ihnen keine Nutzwärme entzogen wird, wurde für die untersuchten Absorbertypen und Montageweisen ebenfalls kontinuierlich mitregistriert.

Die Leerlauftemperatur erwies sich als geeignete Größe zur Formulierung einfacher Wärmetauschergleichungen für die rechnerische Bestimmung der Nutzenergieabgabe von Energieabsorbern.

Modellrechnungen, die das thermische Verhalten der verwendeten Energieabsorber sowohl im Flächenwärmetauscherbetrieb als auch bei Strahlungsabsorption auf hohem Temperaturniveau erstmalig in geschlossener Form beschreiben, wurden durch Meßergebnisse bestätigt.

INHALTSVERZEICHNIS

Seite

1	<i>EINLEITUNG</i>	1
2	<i>DER EINSATZ VON ENERGIEABSORBERN IN WÄRMEPUMPEN-HEIZUNGS-ANLAGEN</i>	5
3	<i>WÄRMEÜBERTRAGUNG DURCH METEOROLOGISCHE GRÖSSEN AN FLÄCHIGEN ENERGIEABSORBERN</i>	9
3.1	<i>Wärmeübertragung an flächigen Energieabsorbern</i>	9
3.1.1	<i>Energiebilanz eines Energieabsorberelementes</i>	9
3.1.2	<i>Energiebilanz an einem Energieabsorber mit rückseitiger Isolierung</i>	14
3.1.3	<i>Energiebilanz an einem hinterlüfteten Energieabsorber</i>	16
3.1.4	<i>Wärmetauschergleichungen eines Energieabsorbers</i>	18
3.1.5	<i>Austauschcharakteristika von Energieabsorbern</i>	21
3.1.6	<i>Absorberelemente mit Wärmeleitrippen</i>	23
3.1.7	<i>Bestimmung des äußeren Wärmeübertragungskoeffizienten</i>	27
3.1.7.1	<i>Äußerer konvektiver Wärmeübergang</i>	27
3.1.7.2	<i>Wärmeübertragung durch Kondensation</i>	34
3.1.7.3	<i>Veränderte Wärmeübertragungseigenschaften bei reif- und eisbedeckten Energieabsorbern</i>	38
3.2	<i>Meteorologische Einflußgrößen der Wärmeübertragung</i>	40
3.2.1	<i>Lufttemperatur</i>	41
3.2.2	<i>Luftfeuchte</i>	42
3.2.3	<i>Globalstrahlung</i>	43
3.2.4	<i>Atmosphärische Gegenstrahlung</i>	46
3.2.5	<i>Niederschlag</i>	55
3.2.6	<i>Windgeschwindigkeit</i>	56
3.2.7	<i>Luftdruck</i>	58
4	<i>VERSUCHSAUFBAU UND DURCHFÜHRUNG DER MESSUNGEN</i>	59
4.1	<i>Beschreibung des Außenteststandes</i>	61
4.2	<i>Meßgeräte</i>	66
4.3	<i>Datenerfassung und -verarbeitung</i>	71
5	<i>MESSERGEBNISSE</i>	73
5.1	<i>Ergebnisse der Innenmessungen</i>	73
5.2	<i>Ergebnisse der Außenmessungen</i>	75
5.2.1	<i>Bestimmung des Absorptionsvermögens der nichtselektiven Energieabsorber</i>	76
5.2.2	<i>Windfeldmessung am Gesamtteststand</i>	77
5.2.3	<i>Meßergebnisse zu Leerlauftemperaturen</i>	77

	Seite
5.2.4 Kalorimetrische Außenmessungen	79
5.2.4.1 Fehlerabschätzung zu den kalorimetrischen Außenmessungen	79
5.2.4.2 Gemessene Nutzwärmeabgaben nichtselektiver Energie- absorber für ausgewählte Tagesverläufe	81
5.2.4.3 Gemessene Nutzwärmeabgaben selektiver Energieabsorber für ausgewählte Tagesverläufe	89
5.2.5 Einflüsse von Reif- und Eisbelägen am Energieabsorber	94
 6 MODELLE ZUR BERECHNUNG DER WÄRMEÜBERGÄNGE AN EINEM ENERGIEABSORBER	 100
6.1 Beschreibung des verwendeten Simulationsmodells	101
6.2 Ergebnisse der Simulationsrechnungen	105
6.2.1 Vergleich gemessener und berechneter Leerlauftemperaturen	106
6.2.2 Vergleich gemessener und berechneter Nutzwärmeabgaben der nichtselektiven Energieabsorber	107
6.2.3 Vergleich gemessener und berechneter Nutzwärmeabgaben der selektiven Energieabsorber	115
6.2.4 Vergleich gemessener und berechneter Nutzwärmeabgaben bei Reif- und Eisbelägen	121
6.3 Beschreibung eines vereinfachten Berechnungsverfahrens zur Bestimmung des Nutzwärmestromes eines Energieabsorbers	124
6.4 Kennlinien zur Charakterisierung des thermischen Verhaltens von Energieabsorbern	129
 7 FOLGERUNGEN UND AUSBLICK	 133
8 LITERATUR	135
DANKSAGUNG	142
ANHANG	143
A1 Meßverfahren und Meßfehler meteorologischer Größen	143
A2 Mollier h,x -Diagramm	152
A3 Nomenklatur	154

1 EINLEITUNG

Auf der Suche nach Möglichkeiten der Energieeinsparung sowie der Substitution fossiler Primärenergie wird eine alternative Energieversorgung durch die Nutzung der sogenannten regenerativen Energiequellen angestrebt. Im Niedertemperaturbereich wurde die Möglichkeit der photothermischen Umwandlung solarer Strahlungsleistung in Nutzwärmeleistung mit dem Flachkollektor durch zahlreiche industrielle Entwicklungen realisiert und zur Marktreife gebracht.

Die Niedertemperaturwärme wird für Schwimmbadheizung, Brauchwassererwärmung und Raumheizung benötigt. Mit entsprechend einfach konstruierten Kollektoren ist die Schwimmbadheizung mit Sonnenenergie wirtschaftlich, jedoch ist das Substitutionspotential relativ klein. Die Brauchwassererwärmung wird zur Zeit insbesondere bezüglich des Systemverhaltens intensiv erforscht. Erfolgversprechende Ansätze zeichnen sich im Bereich der Brauchwasservorwärmung für größere Versorgungsanlagen ab. An der geringen Zahl der Sonnenscheinstunden während einer Heizperiode scheitert in unserer Klimazone die ganzjährige alleinige Versorgung mit Heizwärme durch Sonnenkollektoren. Die große Phasenverschiebung zwischen dem Angebot solarer Strahlung (Sommer) und dem überwiegenden Teil des Heizwärmebedarfs (Winter) bewirkt, daß bei den heutigen Ölpreisen die Wirtschaftlichkeitsgrenze überschritten wird. Eine Hauptursache der Unwirtschaftlichkeit liegt in einer fehlenden effektiven und wirtschaftlichen Speichertechnologie. Jedoch bietet sich im Bereich der Neubauten eine Fülle von Lösungsmöglichkeiten durch die Kombination von hocheffizienter Wärmedämmung und Passivarchitektur mit Restbedarfsdeckung durch Aktivsysteme an. Wegen der immensen quantitativen Bedeutung von Substitutionen auf dem Heizwärmemarkt sind neben der Einsparung durch bessere Wärmedämmung alle Alternativlösungen von großer Wichtigkeit. Zu diesen Alternativlösungen gehört auch die Überlegung, sich zunächst von dem nur zu bestimmten Zeiten verfügbaren Angebot solarer Strahlungsenergie zu entkoppeln, indem man nach Wärmequellen sucht, deren Energieangebot nicht so großen jahreszeitlichen Schwankungen unterworfen ist wie die Solarstrahlung. Als Wärmequellen kommen hierfür in Betracht:

- Oberflächen- oder Grundwasser
- Erdreich
- Umgebungsluft.

Die Nutzung dieser Energiequellen kann allerdings nur mit Hilfe von Wärmepumpen (WP) geschehen, die in das Heizsystem integriert sind und in monovalenter oder bivalenter Betriebsweise durchlaufend oder unterbrechbar getaktet Energie zur Raumheizung zur Verfügung stellen. Die Temperaturdifferenz zwischen der geforderten Raumtemperatur und der Temperatur der benutzten Wärmequelle bestimmt die momentane Leistungszahl der Wärmepumpe. Je nach Art des Wärmepumpeneinsatzes schwankt z.B. bei elektrischen Wärmepumpen die Jahresarbeitszahl, die als das Verhältnis der jährlich von der Wärmepumpe abgegebenen Wärmemenge zur pro Jahr aufgewendeten Antriebsenergie definiert werden kann, zwischen 1,9 und 3,5. Rechnet man überschlagsmäßig mit einem Kraftwerkswirkungsgrad von 33 % und einem Ölkesselwirkungsgrad von 80 %, so muß die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe den Wert 2,4 übersteigen, um real Primärenergie einzusparen, wie es beim Kollektor abgesehen von der elektrischen Hilfsenergie für Pumpen und Regeleinrichtungen der Fall ist. Aufgrund der hohen Kraftwerksverluste wird also durch einen Einsatz von elektrischen Wärmepumpen größtenteils nur die Importabhängigkeit vom Öl durch Verlagerung auf andere der Stromerzeugung dienenden Energieträger vermindert.

Im weiteren sollen in dieser Veröffentlichung nur die Wärmequellen Strahlung und Umgebungsluft untersucht werden. Eine Einteilung der Energiesammler, die mindestens einen Teil der gesammelten Energie aus der Umgebungsluft aufnehmen, bietet das folgende Schema an:

Energiesammler

Kompaktwärmetauscher

Energieabsorber

Zwangsventilation mit
Hilfsenergie

Flächenwärmetauscher
kompakter Bauform,
ohne Zwangsventila-
tion, die einen gerin-
gen Teil der Energie
aus Strahlungsabsorp-
tion gewinnen.
- Energiestapel
- Energiefächer

Flächige Wärmetauscher,
deren Konzeption da-
rauf ausgelegt ist,
einen bedeutenden
Teil der Energie aus
Strahlungsabsorption
zu gewinnen.
- Absorberdach
- Energiefassade

Gruppe I

Gruppe II

Gruppe III

Die großflächigen Wärmetauscher der Gruppe III sind Gegenstand dieser Untersuchung. Einige Gesetzmäßigkeiten der in dieser Arbeit besprochenen Wärmeübergänge treffen auch für die Gruppe II zu.

Ziel dieser Veröffentlichung ist es, einen Beitrag zur Charakterisierung des Absorbers als Wärmetauscher mit der umgebenden Atmosphäre sowohl aufgrund experimenteller Ergebnisse als auch theoretischer Überlegungen zu leisten. Grundsätzlich unterscheidet man den hinterlüfteten und den integrierten Einbau von Absorberelementen. Die Installation von Absorbern, die in die Dacheindeckung integriert sind, muß immer mit einer Dampfsperre und Wärmedämmung auf der Rückseite verbunden sein. Diese Bauform ist zwar architektonisch günstig, aber aufgrund der umfangreichen Dacharbeiten bei der Nachrüstung in bestehende Gebäude eher für Neubauten geeignet. Weniger bauphysikalische Probleme bringt die Installation von hinterlüfteten Absorberelementen mit sich, wenngleich die architektonische Lösung hier nicht als optimal anzusehen ist. Vorteilhaft wirken sich jedoch die Möglichkeit der Nachrüstung auf bestehenden Dächern sowie der erhöhte Wärmegeinn durch die zusätzliche Nutzung der Absorberrückseite aus. Abgesehen von den unterschiedlichen Installationsmöglichkeiten ist die Wärmeübertragung durch ein Absorberelement bei festen Umwelt- und Betriebsbedingungen vom verwendeten Werkstoff sowie einer Vielzahl konstruktiver Parameter wie beispielsweise Absorberlänge, Kanalabstand, Rippendicke, Materialstärke, Art der Oberflächenbeschichtung usw. abhängig.

Betrachtet man den Wärmeübergang an einem Absorberelement bei vorgegebener Betriebsstrategie, so wird dieser Vorgang nur noch von den meteorologischen Einflußgrößen bestimmt. Die einzelnen an der Wärmeaufnahme beteiligten Mechanismen sind:

- freie oder erzwungene Konvektion
- Absorption von Globalstrahlung
- Strahlungsaustausch im "terrestrischen" Spektralbereich
- Phasenübergänge von Wasserdampf bzw. Wasser und Eis
- Wärmeentzug aus Niederschlägen

Das Zusammenwirken dieser Faktoren auf den Wärmeübergang führt aufgrund der unzulänglich bekannten Korrelationen der meteorologischen Parameter einerseits und der komplexen Wärmeübertragungsgesetze andererseits zu Unsicherheiten in der Auslegung des Absorberflächenbedarfs.

Eine möglichst genaue Kenntnis der Leistungsfähigkeit von Absorberelementen ist aber Voraussetzung dafür, eine Heizungsanlage wirtschaftlich sinnvoll auszulegen. In einigen Veröffentlichungen werden zwar Wärmeübergangszahlen angegeben, jedoch sind die Bedingungen, unter denen diese Ergebnisse gewon-

nen wurden, zum Teil nicht eindeutig spezifiziert, oder die theoretischen Betrachtungen des Wärmeübergangs werden ohne den Vergleich mit Meßwerten präsentiert /1.1 - 1.21, 3.7/.

Ähnlich wie bei den Solarkollektoren ist die Klassifikation der thermischen Leistungsfähigkeit von Absorberelementen Gegenstand der Arbeiten in einem Arbeitskreis des Bundesverbandes Solarenergie (BSE). Die Schwierigkeit, Testverfahren für die zu untersuchenden Komponenten festzulegen, ist wegen der vielfältigen Wechselwirkungen mit der Atmosphäre wesentlich größer als bei der vergleichenden Leistungsmessung an Solarkollektoren.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, nach einer kurzen Beschreibung der Funktion des Absorbers im Gesamtsystem zunächst die theoretischen Grundlagen der Wärmeübertragung am Absorberelement zu behandeln, um schließlich daraus Modelle zur Berechnung des nutzbaren Wärmegewinns eines Absorbers abzuleiten.

2 DER EINSATZ VON ENERGIEABSORBERN IN WÄRMEPUMPEN-HEIZUNGSANLAGEN

Der Betrieb einer Wärmepumpen-Heizungsanlage ermöglicht die Nutzung von Energie auf niedrigem Temperaturniveau, die in der Wärmepumpe unter Einsatz hochexergetischer Energieträger auf ein für Heizzwecke ausreichendes Temperaturniveau angehoben wird.

Der Versorgung der Wärmepumpe mit Niedertemperaturenergie (meist reine Energie) dient ein Energiesammler, ein Begriff aus der Wärmepumpen-Systemtechnik. Eine Untergruppe der Energiesammler stellen laut Kapitel 1 die Energieabsorber dar, deren Gestaltung es zuläßt, einen Teil der Energie durch Absorption von Strahlung zu sammeln.

Der Energieabsorber ist in der Regel direkt (d.h. ohne Pufferspeicher) an die Kaltseite der WP angeschlossen, während sich auf der Heizseite meist ein Speicher befindet, der Leistungsspitzen des Heizbedarfs abfangen kann und eine Mindestlaufzeit der WP gewährleistet. Bei einer großen Speichermasse des Heizsystems (z.B. Fußbodenheizung) kann auf den Pufferspeicher der Heizseite evtl. verzichtet werden.

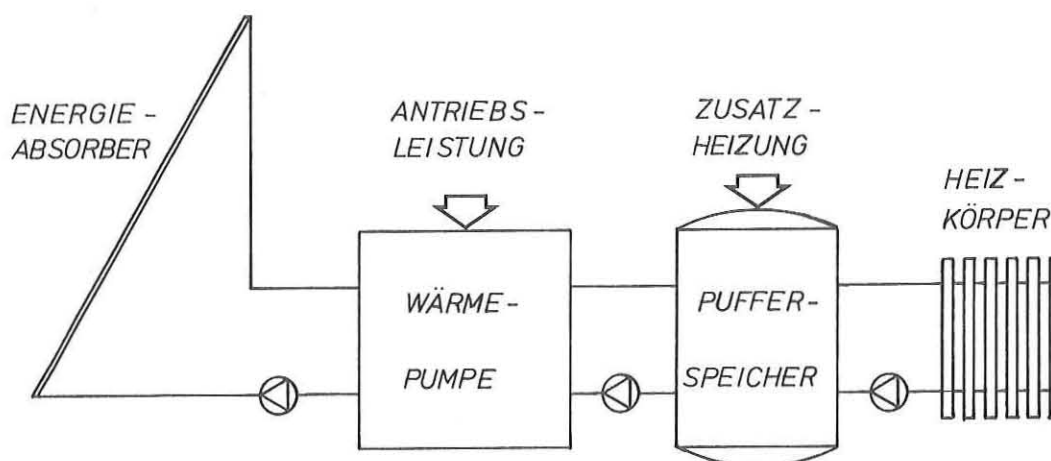


Abb. 2.1: Beispiel für die Systemeinbindung eines Energieabsorbers

Die Energieabsorber umfassen eine Vielzahl von Bauformen, die u.a. als Energiedach, -zaun, -fassade, -kugel, -säule oder -stapel auf dem Markt angeboten werden, wobei der Vorteil des möglichen Strahlungsbeitrages bei zunehmend kompakteren Bauformen wieder verlorenght.

Die Nutzung absorbierten Strahlung verspricht neben der Erschließung einer weiteren Energiequelle für den Energieabsorber auch eine qualitative Steigerung der angebotenen Energie, deren höheres Temperaturniveau die Leistungsziffer der WP verbessert.

Der Vergleich der in Abb. 2.2 dargestellten Energie-Exergieflußbilder eines Wärmepumpenheizsystems zeigt für den dargestellten Betriebspunkt, daß zur Deckung des gleichen Heizwärmebedarfs die notwendige Antriebsleistung der WP auf die Hälfte reduziert werden kann, wenn das vom Energieabsorber angebotene Temperaturniveau durch Globalstrahlungsabsorption von $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ auf $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ angehoben wird.

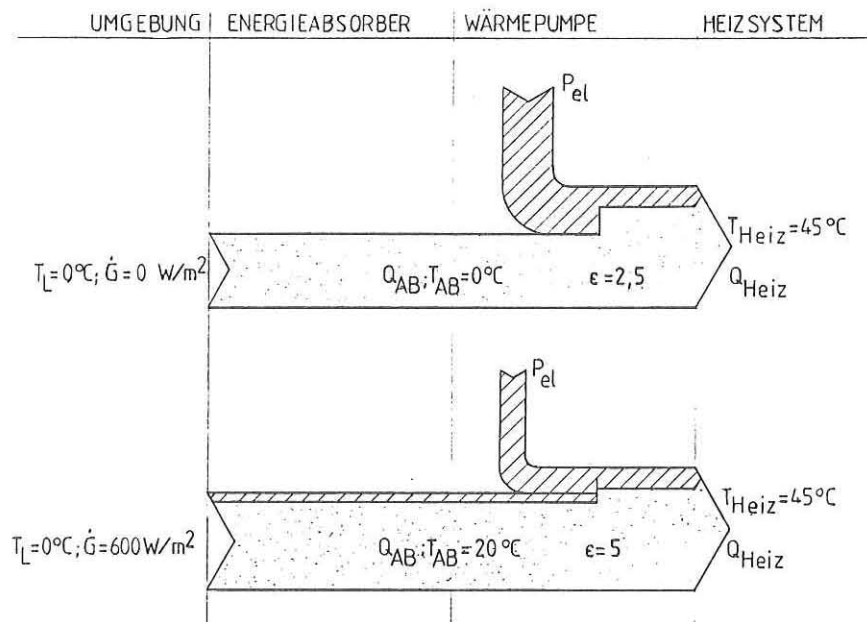


Abb. 2.2: Abhängigkeit der Leistungsziffer ϵ_{WP} einer elektrischen Wärmepumpe vom Exergieangebot der Niedertemperatur-Wärmequelle (Exergieanteil der Energieströme schraffiert)

Abgesehen von Rohrleitungsverlusten ist für einen stationären Betriebspunkt der vom Energieabsorber an die WP zugeführte Energiestrom gleich dem, den der Energieabsorber aus der Umgebung aufnimmt. Steigt der von der Wärmepumpe entnommene Energiestrom, so führt das so lange zu einer Temperaturabsenkung im Energieabsorber, bis wieder ein Gleichgewicht zwischen aufgenommener und abgegebener Energie erreicht ist.

Umgekehrt führt eine Senkung der Wärmeentnahme durch die Wärmepumpe bei gleichbleibenden Umgebungsbedingungen zu einer Anhebung des Temperaturniveaus im Energieabsorber.

Das Temperaturniveau des Energieabsorbers paßt sich also der Entzugsleistung der WP an.

Nachts oder zu Zeiten geringer Globalstrahlung führt der konvektive Wärmeübergang dem Energieabsorber Wärme zu. Die Temperatur des Energieabsorbers liegt dabei immer unterhalb der Lufttemperatur.

Tagsüber, bei starker Sonneneinstrahlung zusammen mit geringem Leistungsentzug durch die WP, treten an flächigen Energieabsorbern meist Temperaturen auf, die oberhalb der Lufttemperatur liegen. In diesem Betriebsfall führt der konvektive Wärmeübergang mit steigendem Temperaturniveau des Absorbers zu einer Leistungsminderung, und der Energieabsorber wirkt als schlecht isolierter Sonnenkollektor. Der Zusammenhang zwischen Entzugsleistung, absorbierte Strahlung und Temperaturniveau wird vereinfacht durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\dot{Q}_{\text{NUTZ}} \approx \alpha A \dot{G} - k_a A (T_A - T_L)$$

Nutzbarer Wärmestrom \approx absorbierte $-$ thermische
 (Entzugsleistung) \approx Strahlung $-$ Verluste

- α ist das Absorptionsvermögen der Absorberoberfläche,
 A die Absorberfläche
 \dot{G} die Globalstrahlung in Absorberebene,
 k_a die Wärmeübergangszahl zwischen Absorberoberfläche und Umgebung,
 $T_A - T_L$ die Temperaturdifferenz zwischen Absorberoberfläche und Umgebungsluft.

Im Grenzfall, daß von der Wärmepumpe keine Energie entzogen wird, stellt sich am Energieabsorber eine Temperatur ein, die im folgenden Leerlauf-temperatur ($T_{A\infty}$) genannt wird und die für hohe Einstrahlungen deutlich über der Lufttemperatur liegt. Die Leerlauftemperatur wird bei den weiteren Betrachtungen als obere Grenztemperatur des an die WP abgegebenen Wärmestromes von großer Bedeutung sein.

Aus dem bisher Gesagten läßt sich ersehen, daß der Betrieb eines Energieabsorbers in zwei verschiedenen Arbeitsbereichen liegen kann:

- 1) Flächenwärmetauscher: Energieentzug aus der vorbeiströmenden Luft. Die Arbeitstemperatur liegt unterhalb der Lufttemperatur. Die der WP angebotene Energie besteht aus reiner Anergie.
- 2) Strahlungsabsorber: Bei einem hohen Strahlungsangebot liegt die Absorberauslaßtemperatur häufig über der Lufttemperatur und kann in seltenen Fällen zur Direktnutzung ohne WP ausreichen. Die angebotene Energie besteht dann nicht mehr aus reiner Anergie; der exergetische Anteil entstammt ausschließlich dem umgewandelten Strahlungsangebot und wird durch konvektive Verluste begrenzt.

In welchem der Arbeitsbereiche sich der Energieabsorber befindet, wird neben dem Strahlungsangebot weitgehend von der Entzugsleistung der WP bestimmt, die sich ihrerseits dem zeitlichen Verlauf des Heizbedarfs anpaßt. Durch diese Einbindung des Energieabsorbers in das Heizsystem wird es unmöglich, Fragen nach dessen Energiebeitrag zur Jahresbilanz zu beantworten, ohne das Gesamtsystem, dessen Betriebsweise (durchlaufend parallel oder alternativ) und den zeitlichen Bedarfsverlauf zu analysieren. Aus diesem Grund sind veröffentlichte Ergebnisse oft vielfältig interpretierbar, so daß selten eindeutige Erkenntnisse aus Systemvergleichen gewonnen werden können. Um die Wirkung der Wärmeübertragungsmechanismen in Abhängigkeit der meteorologischen Umgebungsdaten beschreiben zu können, beschäftigt sich die vorliegende Arbeit mit dem Energieabsorber als vom Restsystem gelöste Komponente.

3 WÄRMEÜBERTRAGUNG DURCH METEOROLOGISCHE GRÖSSEN AN FLÄCHIGEN ENERGIEABSORBERN

3.1 Wärmeübertragung an flächigen Energieabsorbern

3.1.1 Energiebilanz eines Energieabsorberelementes

Die Bilanzgrößen eines Flächenelementes am Energieabsorber lassen sich für stationäre Betriebsbedingungen in folgender Form darstellen:

$$\dot{q}_{\text{KON}} + \dot{q}_{\text{STRG}} + \dot{q}_{\text{STRL}} = \dot{q}_{\text{NUTZ}} \quad (3.1)$$

konvektive Wärme- und Stoffüber- tragung	+	absorbierte kurzwellige Strahlung (Licht)	+	langwellige Strahlungs- bilanz (infrarot)	=	Wärmestrom zum (bzw. vom) Wärmeträger- fluid
---	---	--	---	--	---	---

Hierin ist die Energiezufuhr durch Niederschläge vernachlässigt, die zwar momentan meßbar sein kann, aber als langfristig wirksame Einflußgröße ohne Bedeutung ist.

Die einzelnen flächenspezifischen Größen der Bilanzgleichung (3.1) sind:

- konvektive Wärme- und Stoffübertragung \dot{q}_{KON}

Die Gesamtgröße setzt sich aus dem konvektiven Wärmestrom \dot{q}_{KONV} und dem Wärmestrom \dot{q}_{KOND} zusammen, der den Wärmeübergang durch Kondensat- oder Reifbildung beschreibt.

$$\dot{q}_{\text{KON}} = \dot{q}_{\text{KONV}} + \dot{q}_{\text{KOND}}$$

Beide Wärmeströme sind Phänomene in der gleichen Grenzschicht zwischen Absorberoberfläche und der umgebenden Luft und deshalb ursächlich gekoppelt (siehe Kap. 3.1.7). Der konvektive oder fühlbare Wärmestrom wird durch die Gleichung

$$\dot{q}_{\text{KONV}} = \alpha_{\text{KONV}} (T_L - T_A)$$

beschrieben, worin $(T_L - T_A)$ die treibende Temperaturdifferenz zwischen der umgebenden Luft und der Oberfläche des Energieabsorbers sowie

α_{KONV} der konvektive Wärmeübergangskoeffizient der Grenzschicht ist. Liegt die Oberflächentemperatur des Energieabsorbers T_A unterhalb der Taupunkttemperatur der Umgebungsluft T_{TAU} , so kondensiert Wasserdampf an der Absorberoberfläche. Der dabei freigesetzte Energiestrom ist proportional der Differenz des Sättigungsdampfdruckes P_{DA} bei Absorbertemperatur T_A und des außerhalb der Grenzschicht herrschenden Dampfdruckes P_{DL} .

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = \frac{h_D \beta}{R_D T_{\text{ABSB}}} (P_{\text{DL}} - P_{\text{DA}})$$

Es ist:

h_D die Latentwärme des Wasserdampfes,

β der Stoffübergangskoeffizient,

R_D die Gaskonstante des Wasserdampfes,

T_{ABSB} die Bezugstemperatur, bei der der Kondensationsvorgang stattfindet,

$P_{\text{DL}} - P_{\text{DA}}$ die treibende Differenz der Wasserdampfpartialdrücke.

- absorbierte kurzwellige Strahlung \dot{q}_{STRG}

Dies ist die Nettobilanz im solaren, kurzwelligen Teil des Spektrums ($0,3 \mu\text{m} - 3 \mu\text{m}$) als Differenz der in die Ebene des Energieabsorbers einfallenden Globalstrahlung \dot{G} und der von der Absorberfläche reflektierten Globalstrahlung

$$\dot{q}_{\text{STRG}} = \alpha \dot{G}$$

α ist der Absorptionskoeffizient der Oberfläche.

- langwellige Strahlungsbilanz \dot{q}_{STRL}

Die Oberfläche des Energieabsorbers unterliegt dem Strahlungsaustausch mit dem über ihr liegenden Halbraum auch im spektralen Bereich zwischen $3 \mu\text{m} - 60 \mu\text{m}$. Dieser wird als "langwelliger", "terrestrischer" oder "thermischer" Bereich bezeichnet. Die Nettostrahlungsbilanz zwischen einer Absorberoberfläche mit einem umgebenden schwarzen Strahlungspartner, dessen Temperatur T_{ABSU} sei, beträgt:

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \epsilon \sigma (T_{\text{ABSU}}^4 - T_{\text{ABSA}}^4)$$

ϵ ist das Emissionsvermögen der Absorberoberfläche

σ ist die STEFAN-BOLTZMANN-Konstante = $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \text{ K}^4)$

T_{ABSU} Absoluttemperatur der Umgebung (nicht Lufttemperatur!)

T_{ABSA} Absoluttemperatur des Absorbers.

Da die Bestimmung der Strahlungstemperatur der Umgebung, speziell die der Atmosphäre, nur selten möglich ist, wird stattdessen die thermische Strahlung der Umgebung als Meßwert \dot{L} in die Berechnung der Nettostrahlungsbilanz des langwelligen Spektralbereichs einbezogen. Als meteorologische Meßgröße ist die thermische Strahlung der Umgebung als "atmosphärische Gegenstrahlung" bekannt (vgl. Kap. 3.2.4).

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \epsilon(\dot{L} - \sigma T_{\text{ABSA}}^4)$$

mit

$$\dot{L} = \sigma T_{\text{ABSU}}^4$$

- Nutzwärmestrom \dot{q}_{NUTZ}

Der Nutzwärmestrom, der einem Element des Energieabsorbers entzogen wird, wird von einem flüssigen Wärmeträgermedium (Sole) transportiert. Die Sole, die mit einem Massenstrom \dot{M} durch den Absorber strömt, erfährt dabei eine Temperaturänderung zwischen Eintrittstemperatur T_e und Austrittstemperatur T_a . Der Nutzwärmestrom beträgt

$$\dot{q}_{\text{NUTZ}} = \dot{m} \cdot c_F (T_a - T_e),$$

$\dot{m} = \frac{\dot{M}}{A}$ flächenspezifischer Massendurchsatz

c_F Wärmekapazität des Wärmeträgermediums.

Zusammenfassend kann die Bilanzgleichung (3.1) wie folgt dargestellt werden:

$$\alpha_{\text{KONV}}(T_L - T_A) + \frac{h_D \beta}{R_D T_{\text{ABSB}}} (P_{\text{DL}} - P_{\text{DA}}) + \alpha \dot{G} + \epsilon(\dot{L} - \sigma T_{\text{ABSA}}^4) = \dot{m} c_F (T_a - T_e) \quad (3.2)$$

Die Eingangsparameter dieser Gleichung lassen sich drei verschiedenen Gruppen zuordnen:

- meteorologische Größen,
- Eigenschaften der Komponente Energieabsorber,
- Betriebsparameter.

Für die weitere Berechnung soll die Bilanzgleichung in eine geeignete Form gebracht werden:

- a) Der Term der langwelligen Strahlungsbilanz läßt sich durch die Einführung der absoluten Lufttemperatur T_{ABSL} als Hilfsgröße zweckmäßig umformen:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{STRL} &= \epsilon(\dot{L} - \sigma T_{ABSA}^4) \\ &= \epsilon(\dot{L} - \sigma T_{ABSL}^4 + \sigma T_{ABSL}^4 - \sigma T_{ABSA}^4) \\ &= \epsilon(\dot{L}^* + \sigma(T_{ABSL}^4 - T_{ABSA}^4))\end{aligned}$$

mit

$$\dot{L}^* = \dot{L} - \sigma T_{ABSL}^4$$

Die neue Größe \dot{L}^* bedeutet anschaulich die Abweichung des langwelligen Strahlungsniveaus der Umgebung von dem der Lufttemperatur.

Der Ausdruck $\sigma(T_{ABSL}^4 - T_{ABSA}^4)$ kann als Polynom dargestellt werden:

$$\begin{aligned}\sigma(T_{ABSL}^4 - T_{ABSA}^4) &= 4 \sigma T_{ABSL}^3 (T_L - T_A) - 6 \sigma T_{ABSL}^2 (T_L - T_A)^2 \\ &\quad + 4 \sigma T_{ABSL} (T_L - T_A)^3 - \sigma (T_L - T_A)^4\end{aligned}\quad (3.3)$$

Für kleine Temperaturdifferenzen $(T_L - T_A)$ gilt näherungsweise:

$$\sigma(T_{ABSL}^4 - T_{ABSA}^4) = 4 \sigma T_{ABSA}^3 (T_L - T_A)$$

Im typischen Arbeitsbereich der Energieabsorber mit

$$T_L - 10^\circ\text{C} < T_A < T_L + 10^\circ\text{C}$$

hat die Linearisierung einen absoluten Fehler von $< 3 \text{ W/m}^2$ zur Folge. Die langwellige Strahlungsbilanz läßt sich nun vereinfacht in folgender Form ausdrücken:

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \varepsilon(\dot{L}^* + 4 \sigma T_{\text{ABSL}}^3 (T_L - T_A))$$

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = \varepsilon \dot{L}^* + \alpha_{\text{STRL}} \varepsilon (T_L - T_A) \quad (3.4)$$

α_{STRL} kann als Wärmeübergangskoeffizient für langwellige Strahlung betrachtet werden. Während \dot{L}^* eine rein meteorologische Größe ist, wird die Temperaturdifferenz $(T_L - T_A)$ allein von den Betriebsparametern bestimmt.

In Abb. 3.1 ist α_{STRL} als Funktion der Lufttemperatur aufgetragen.

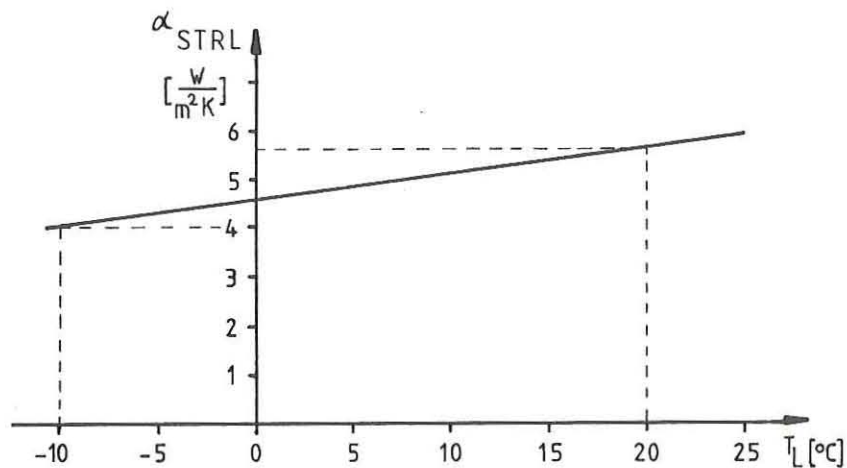


Abb. 3.1: Wärmeübergangskoeffizient α_{STRL} für langwellige Strahlung in Abhängigkeit von der Lufttemperatur T_L

Zur Begrenzung von Näherungsfehlern sollte bei Temperaturdifferenzen $|T_L - T_A| > 10 \text{ K}$ (z.B. bei Berechnung der Leerlauftemperatur) auch noch der quadratische Term des Polynoms (vgl. Gl. (3.3) zusätzlich zur Berechnung von α_{STRL} herangezogen werden, so daß gilt:

$$\alpha_{\text{STRL}} = 4 \sigma T_{\text{ABSL}}^3 - 6 \sigma T_{\text{ABSL}}^2 (T_L - T_A)$$

- b) Der Bilanzgröße \dot{q}_{KOND} soll ebenfalls formal ein Wärmeübergangskoeffizient α_{KOND} zugeordnet werden, so daß gilt:

$$\alpha_{\text{KOND}} = \frac{\dot{q}_{\text{KOND}}}{(T_L - T_A)}$$

$$\alpha_{\text{KOND}} = \frac{h_D \beta (P_{\text{DL}} - P_{\text{DA}})}{R_D T_{\text{ABSB}} (T_L - T_A)} \quad \text{falls } (P_{\text{DL}} - P_{\text{DA}}) > 0 \text{ bzw. } T_{\text{TAU}} > T_A$$

$$\text{und } \alpha_{\text{KOND}} = 0 \quad \text{sonst}$$

Die Bilanzgleichung (3.2) kann somit vereinfacht dargestellt werden:

$$\alpha_{\text{KONV}}(T_L - T_A) + \alpha_{\text{KOND}}(T_L - T_A) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* + \epsilon \alpha_{\text{STRL}}(T_L - T_A) = \dot{q}_{\text{NUTZ}}$$

$$(\alpha_{\text{KONV}} + \alpha_{\text{KOND}} + \epsilon \alpha_{\text{STRL}})(T_L - T_A) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{\text{NUTZ}}$$

mit $k_a = \alpha_{\text{KONV}} + \alpha_{\text{KOND}} + \epsilon \alpha_{\text{STRL}}$ folgt:

$$k_a (T_L - T_A) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{\text{NUTZ}} \quad (3.5)$$

Die Größe k_a faßt alle äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zusammen. Die ausführliche Berechnung der einzelnen Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von meteorologischen Parametern und Absorbereigenschaften geschieht in den Kapiteln 3.1.7.1 und 3.1.7.2.

3.1.2 Energiebilanz an einem Energieabsorber mit rückseitiger Isolierung

Für den Fall des rückseitig isolierten Energieabsorbers wird die Energiebilanz unter folgenden Annahmen aufgestellt:

- stationärer Betriebszustand,
- ideal isolierte Rückseite,
- homogen durchströmte Absorberfläche.

Der Nutzwärmestrom, wie er in Gl. (3.5) bilanziert ist, muß von der Absorberoberfläche ins Wärmeträgerfluid transportiert werden. Das dazu notwendige Temperaturgefälle zwischen der Absorberoberflächentemperatur T_A und der Temperatur des Wärmeträgerfluids T_F wird von der Wärmeleitfähigkeit des Absorberwerkstoffes und der Wärmeübergangszahl zwischen Absorberwerkstoff und Wärmeträgermedium bestimmt. Beide Werte können zu einer inneren Wärmedurchgangszahl zusammengefaßt werden. (Vgl. Abb. 3.2 und 3.3.)

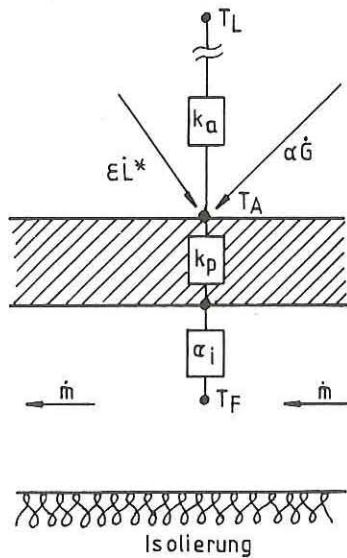


Abb. 3.2: Wärmeübergänge am integrierten Absorberelement

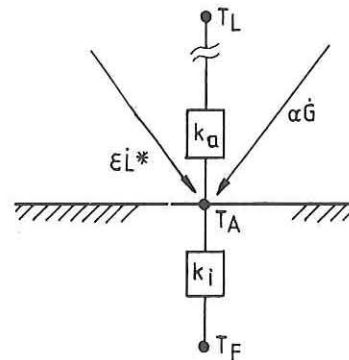


Abb. 3.3: Zusammengefaßte innere Wärmeübergänge zwischen der Absorberelementoberflächen-temperatur und der Temperatur des Wärmeträgerfluids

Aus der Gl. (3.5) folgt mit $\dot{q}_{\text{NUTZ}} = k_i(T_A - T_F)$

$$k_a(T_L - T_A) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{\text{NUTZ}} = k_i(T_A - T_F). \quad (3.6)$$

Die Oberflächentemperatur des Absorbers ergibt sich zu:

$$T_A = \frac{(\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G}) + k_a T_L + k_i T_F}{k_a + k_i}. \quad (3.7)$$

Wird keine Wärme an das Fluid abgegeben (d.h. $\dot{q}_{\text{NUTZ}} = 0$), so folgt aus Gl. (3.6), daß die übertragene Strahlungsleistung gleich dem äußeren Wärmestrom ist:

$$\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G} = k_a(T_A - T_L).$$

In diesem Zustand stellt sich bei einem äußeren Wärmeübergangskoeffizienten $k_a = k_{a\infty}$ an der Absorberelementoberfläche die entsprechende Leerlauf-temperatur $T_A = T_{A\infty}$ ein. Es gilt:

$$T_{A\infty} = T_L + \frac{\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G}}{k_{a\infty}}. \quad (3.8)$$

Die Leerlauftemperatur ist die für einen Betriebspunkt maximale Temperatur, die das Wärmeträgerfluid erreichen kann. Sie stellt sich an einem Energieabsorber ein, wenn keine Nutzenergie entzogen wird bzw. wenn für den flächenspezifischen Massendurchsatz $\dot{m} = 0$ gilt.

3.1.3 Energiebilanz an einem hinterlüfteten Energieabsorber

Analog zu dem im vorigen Kapitel behandelten Energieabsorber mit rückseitiger Isolation werden im Fall des hinterlüfteten Absorbers

- stationäre Betriebsbedingungen,
- homogen durchströmte Absorberfläche

vorausgesetzt.

Zur Berechnung der rückseitigen Energiebilanz werden weitere Annahmen gemacht:

- Der Energiegewinn durch Absorption kurzwelliger Strahlung auf der Rückseite wird vernachlässigt. Diese Annahme ist sicherlich für große geschlossene Flächen zulässig, während bei kleinen und unterbrochenen Flächen die Annahme im Einzelfall zu überprüfen ist.
- Durch einen hohen inneren Wärmetransport findet ein Temperaturausgleich zwischen Absorbervorder- und -rückseite statt, so daß die Oberflächentemperaturen näherungsweise gleich sind.
Diese Annahme ist für Metallabsorber zulässig, während sie auf Kunststoffabsorber, die vorderseitig einer intensiven Globalstrahlung ausgesetzt sind, nicht zutrifft.
- Die Strahlungstemperatur der rückseitigen Umgebung (Dach, Hausfassade) entspricht der Lufttemperatur. Diese Annahme wird umso besser erfüllt, je größer die Luftbewegung im Hinterlüftungsraum ist. Wie weit sich im realen Betrieb die Strahlungstemperatur der rückseitigen Umgebung an die Lufttemperatur annähert, ist vom Einzelfall und einer Reihe komplexer Parameter abhängig. Die Annahme trifft jedoch keinesfalls zu, wenn es sich bei der rückseitigen Umgebung selbst um eine Fläche handelt, der Wärme entzogen wird (Energistapel, Energiefächer).
- Die Einstrahlzahl zwischen Absorberrückseite und Umgebung ist 1.
- Der rückseitigen Umgebung läßt sich ein Emissionsvermögen ϵ_D zuordnen.

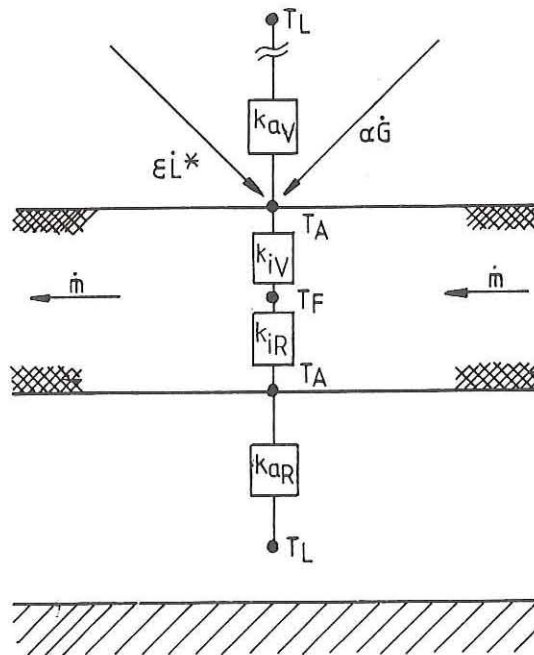


Abb. 3.4:

Wärmeübergänge am hinter-
lüfteten Absorberelement

Die Gesamtbilanz ist in folgender Gleichung zusammengefaßt:

$$k_{aV}(T_L - T_A) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* + (\alpha_{KONV} + \alpha_{KOND} + \epsilon_D \epsilon \alpha_{STRL})(T_L - T_A) = (k_{iV} + k_{iR})(T_A - T_F)$$

Mit dem rückseitigen Gesamtwärmeübergangskoeffizienten

$$k_{aR} = \alpha_{KONV} + \alpha_{KOND} + \epsilon_D \epsilon \alpha_{STRL}$$

und dem zusammengefaßten inneren Wärmeübergangskoeffizienten

$$k_i = k_{iV} + k_{iR}$$

$$\text{gilt: } (k_{aV} + k_{aR})(T_L - T_A) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{NUTZ} = k_i(T_A - T_F)$$

$$k_a(T_L - T_A) + \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = \dot{q}_{NUTZ} = k_i(T_A - T_F)$$

$$\text{mit } k_a = k_{aV} + k_{aR}.$$

Durch die vorausgegangenen Annahmen lassen sich die äußeren Wärmeübergänge auf der Absorberrückseite mit denen der Vorderseite zusammenfassen. Die Gesamtbilanz wird damit formal identisch zu der des integrierten Energieabsorbers.

Analog gilt für die Leerlauf­temperatur des hinterlüfteten Energieabsorbers

$$T_{A_{\infty}} = T_L + \frac{\varepsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G}}{k_{a_{\infty}}}$$

Wegen des größeren äußeren Gesamtwärmeübergangskoeffizienten $k_{a_{\infty}}$ treten am hinterlüfteten Energieabsorber keine so hohen Leerlauf­temperaturen wie an der integrierten Version auf.

3.1.4 Wärmetauschengleichungen eines Energieabsorbers

Am Beispiel eines rückseitig isolierten Energieabsorbers soll hier beispielhaft die Wärmetauschengleichung abgeleitet werden. Dazu werden folgende Voraussetzungen gemacht:

- stationärer Betriebszustand,
- ideal isolierte Rückseite,
- homogen durchströmte Absorberfläche,
- temperaturunabhängige Wärmekapazität c_F des Wärmeträgerfluids,
- konstanter Massenstrom des Wärmeträgerfluids.

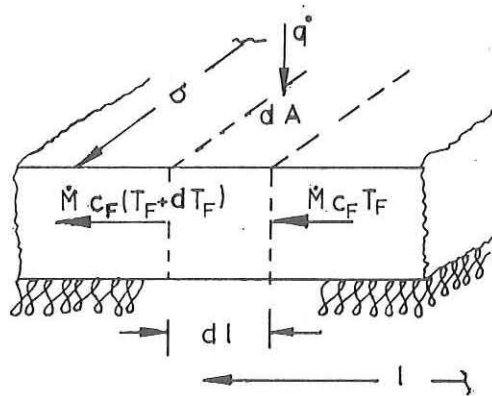


Abb. 3.5:

Bilanzelement der Absorberfläche

Am Bilanzelement gilt:

$$-\dot{M} c_F dT_F + \dot{q} dA = 0$$

mit

$$\dot{q} = k_i (T_A - T_F)$$

$$dA = b \cdot dl$$

ergibt sich:

$$-\frac{\dot{M} c_F}{b} \frac{dT_F}{dT} + k_i (T_A - T_F) = 0$$

mit Gl. (3.7) folgt:

$$-\frac{\dot{M} c_F}{b} \frac{dT_F}{dT} + \frac{k_i}{k_i + k_a} (\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G} + k_a (T_L - T_F)) = 0 \quad (3.9)$$

mit $f = \frac{k_i}{k_a + k_i}$ folgt wegen: $\dot{q}_{\text{NUTZ}} = f(\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G} + k_a (T_L - T_F))$

$$-\frac{\dot{M} c_F}{b} \frac{dT_F}{dT} + \dot{q}_{\text{NUTZ}} = 0.$$

Wird der Ausdruck \dot{q}_{NUTZ}/f auf die Temperaturdifferenz zwischen Leerlauf-temperatur und Lufttemperatur bezogen, so beschreibt der Quotient eine scheinbare Wärmeübergangszahl k_a^*

$$k_a^* = \frac{\epsilon \dot{L}^* + \alpha \dot{G} + k_a (T_L - T_F)}{T_{A_\infty} - T_F} \quad (3.10)$$

Eingesetzt in Gl. (3.9) folgt:

$$-\frac{\dot{M} c_F}{f b} \frac{dT_F}{dT} + k_a^* (T_{A_\infty} - T_F) = 0.$$

Wird nun die Einlaßtemperatur T_e als Bezugstemperatur gewählt, so folgt mit

$$\theta_F = T_F - T_e$$

und

$$\theta_{A_\infty} = T_{A_\infty} - T_e$$

$$-\frac{\dot{M} c_F}{f b} \frac{d\theta_F}{dT} + k_a^* (\theta_{A_\infty} - \theta_F) = 0.$$

Für $k_a^* = \text{konst}$ ist die Lösung der Differentialgleichung

$$\theta_F = \theta_{A_\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* f b l}{\dot{M} c_F} \right) \right).$$

Am Austritt des Energieabsorbers gilt für $l = l_{\text{ges}}$ mit $b \cdot l_{\text{ges}} = A$

$$\theta_F = \theta_a = \theta_{A_\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* f A}{\dot{m} c_F} \right) \right). \quad (3.11)$$

Der Exponent läßt sich unter Verwendung des flächenspezifischen Wärmestroms vereinfachen. Die Temperaturänderung θ_a , die das Wärmeträgerfluid beim Durchlaufen des gesamten Energieabsorbers erfährt, beträgt:

$$\theta_a = T_a - T_e = \theta_{A_\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* f}{\dot{m} c_F} \right) \right). \quad (3.12)$$

Die Berechnung des Nutzwärmestromes erfolgt damit durch die Gleichung:

$$\dot{q}_{\text{NUTZ}} = \dot{m} c_F \theta_a = \dot{m} c_F \theta_{A_\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* f}{\dot{m} c_F} \right) \right)$$

Ist der Wärmeübergangskoeffizient k_a^* entlang der Plattenlänge l nicht konstant, so muß ein Mittelwert gebildet werden:

$$\bar{k}_a^* = \frac{\int k_a^* dl}{l_{\text{ges}}} \quad (3.13)$$

Andere Möglichkeiten der Mittelwertbildung werden noch im Kapitel 6.1 behandelt.

Die in diesem Kapitel hergeleiteten Lösungen sind auch für die im Kapitel 3.1.3 gemachten Annahmen auf den hinterlüfteten Energieabsorber übertragbar.

3.1.5 Austauschcharakteristika von Energieabsorbern

Austauschcharakteristika sollen die Wechselwirkungen des Wärmeträgerfluids mit der Umgebung durch den Energieabsorber beschreiben.

In diesem Kapitel werden die Austauschcharakteristika hinsichtlich der Temperatur und der Nutzwärme abgeleitet und in den Abbildungen 3.6 und 3.7 dargestellt. Der Austauschgrad der Temperaturerhöhung (Φ) des Wärmeträgerfluids über den Energieabsorber ist aus Gl. (3.12) abzuleiten. Für einen idealisierten Energieabsorber mit $f = 1$ gilt:

$$\Phi = \frac{\Theta_a}{\Theta_{A_\infty}} = 1 - \exp\left(-\frac{k_a^*}{\dot{m} c_F}\right).$$

Dabei ist Φ ein relatives Qualitätsmaß für die vom Energieabsorber zur Verfügung gestellte Nutzwärme.

Der Austauschgrad der Nutzwärme (ξ) bezieht die vom Energieabsorber zur Verfügung gestellte Nutzwärme auf die maximale Nutzwärme, also

$$\xi = \frac{\dot{q}_{\text{NUTZ}}}{\dot{q}_{\text{MAXNUTZ}}}.$$

Die maximale Nutzwärme wird als Grenzwert bei einer vorgegebenen Einlaßtemperatur dann übertragen, wenn sich die gesamte Absorberoberfläche auf Einlaßtemperatur befindet. Praktisch ist dieser Zustand näherungsweise durch einen hohen Massendurchsatz zu realisieren.

$$\text{Mit} \quad \dot{q}_{\text{MAXNUTZ}} = k_a^* \Theta_{A_\infty} \quad (3.14)$$

folgt aus Gl. (3.12) und Gl. (3.14) mit $f = 1$

$$\xi = \frac{\dot{m} c_F}{k_a^*} \left(1 - \exp\left(-\frac{k_a^*}{\dot{m} c_F}\right)\right).$$

Ein Vergleich beider Austauschgrade zeigt, daß eine Verbesserung der Qualität der angebotenen Nutzwärme nur bei gleichzeitiger Verminderung der Nutzwärmemenge möglich ist.

Durch die Wahl des Massendurchsatzes (Betriebsstrategie) kann im Sinne einer Optimierung eine Wichtung beider Parameter vorgenommen werden.

Die Optimierungskriterien hierzu können allerdings nicht ohne die System-einbindung des Energieabsorbers bestimmt werden.

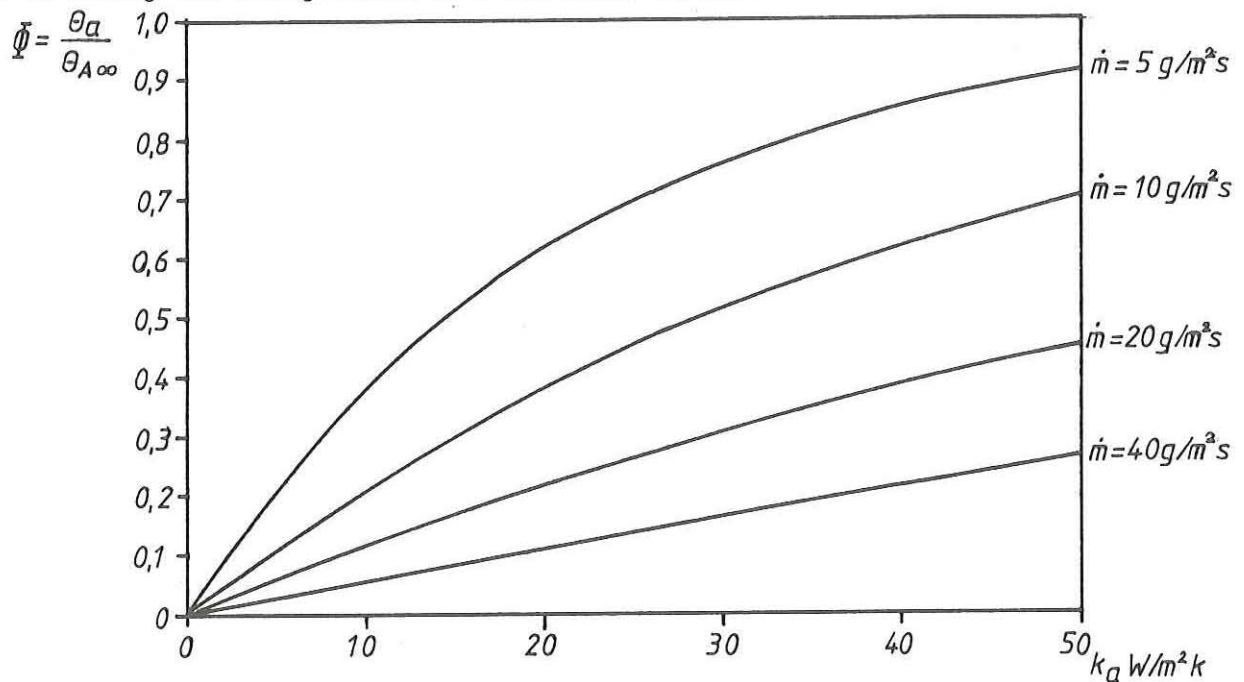


Abb. 3.6: Austauschgrad der Temperaturerhöhung eines idealisierten Energieabsorbers mit Wasser als Wärmeträgerfluid

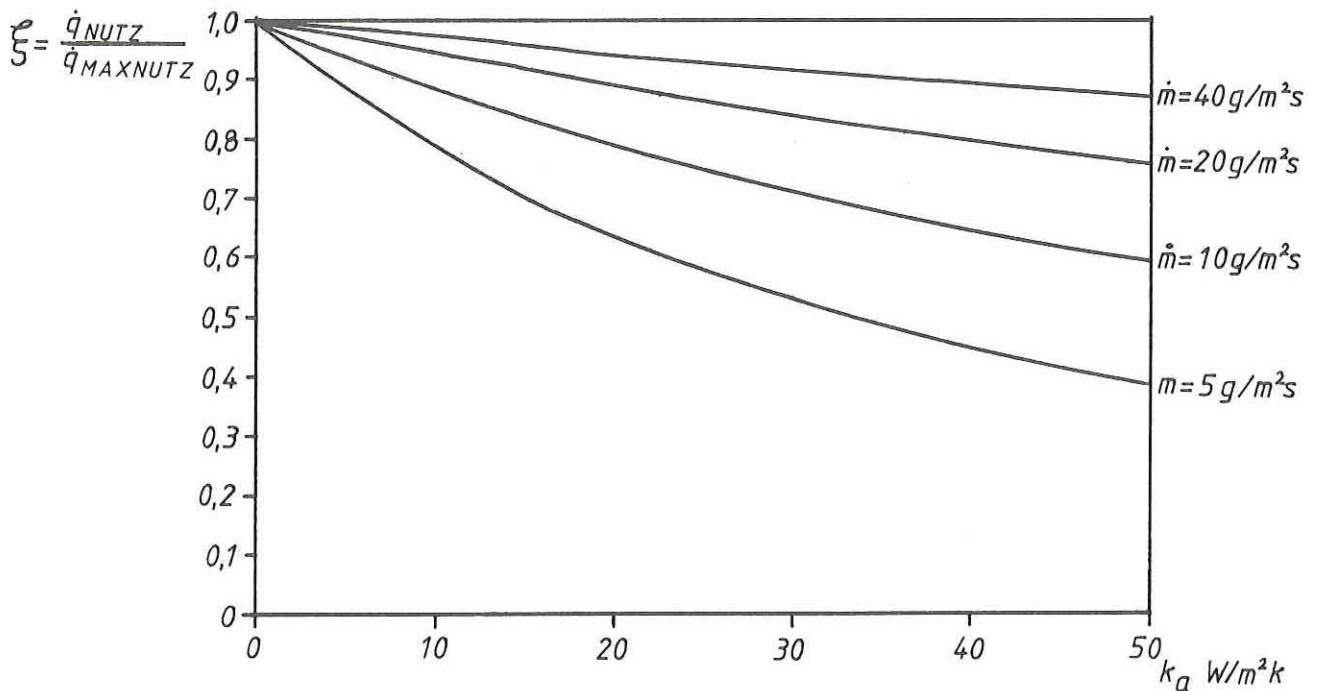


Abb. 3.7: Austauschgrad der Nutzwärme eines idealisierten Energieabsorbers mit Wasser als Wärmeträgerfluid

3.1.6 Absorberelemente mit Wärmeleitrippen

Zahlreiche kommerziell erhältliche Absorberelemente sind mit Strömungskanälen durchzogen (siehe Abb. 3.8). Die Stege zwischen den Kanälen haben die Funktion von Wärmeleitrippen. Dabei handelt es sich um aktive Flächen, die aufgrund ihrer allgemein guten Wärmeleitfähigkeit in der Lage sein sollen, dem Kanal als Temperatursenke einen Wärmestrom zuzuführen. Die Effizienz der Wärmeleitflächen gegenüber direkt durchströmten Flächenelementen wird durch den Rippenwirkungsgrad der Anordnung charakterisiert. Für den in Abb. 3.8 dargestellten Absorberquerschnitt kann die Gesamtfläche in eine direkt durchströmte Fläche A_D und die Wärmeleitflächen A_1 und A_2 unterteilt werden.

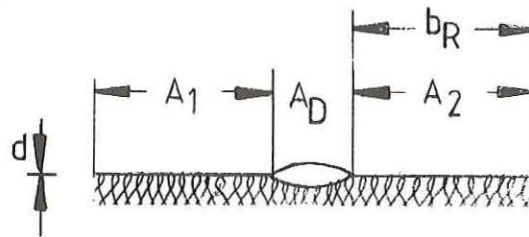


Abb. 3.8: Absorberelement mit Kanal und Wärmeleitflächen

Während die direkt durchströmte Fläche A_D voll in der effektiven Absorberfläche enthalten ist, müssen für die Wärmeleitflächen A_1 und A_2 die entsprechenden Rippenwirkungsgrade η_{R1} und η_{R2} als Minderungsfaktoren berücksichtigt werden. Die effektive Absorberoberfläche A_{eff} beträgt für: das in Abb. 3.8 dargestellte Absorberelement:

$$A_{eff} = A_D + \eta_{R1} A_1 + \eta_{R2} A_2.$$

Ein aus mehreren solcher Elemente gebildeter Energieabsorber wird durch Summation der Einzelelemente berechnet. Der Rippenwirkungsgrad einer Wärmeleitfläche ist in Gl. (3.15) angegeben /3.1/.

$$\eta_R = \frac{\tanh(m_R b_R)}{m_R b_R} \quad (3.15)$$

mit

$$m_R = \sqrt{\frac{k_a}{\lambda d}}$$

- λ Wärmeleitfähigkeit des Rippenmaterials
- d Rippendicke
- k_a äußerer Gesamtwärmeübergangskoeffizient gemäß Kap. 3.1.7
- b_R Abstand zwischen Kanal und Temperaturextremum .

Es sollen beispielhaft zwei typische Vertreter von Energieabsorbern mit einem idealisierten Energieabsorber verglichen werden. Die gemeinsamen Daten sind:

installierte Fläche	$A = 1 \text{ m}^2$
Massendurchsatz	$\dot{M} = 200 \text{ l/h}$
Wärmekapazität der Sole	$c_F = 3,6 \text{ kJ/kgK}$
Einlaßtemperatur	$T_e = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

Leerlauftemperatur sei die Lufttemperatur der Umgebung (nachts, Strahlungsbilanz = 0)

$$T_{A\infty} = T_L = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

Es folgt nach Kapitel 3.1.4:

$$\Theta_{A\infty} = T_{A\infty} - T_e = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Aus Gl. 3.10 folgt: $k_a^* = k_a$

Absorber A: Idealisierter Absorber

- keine Wärmeleitflächen $A_{\text{eff}} = A$
- innere Wärmeübergänge verursachen keine Verluste $\frac{k_i}{k_i + k_a} = 1$

Es gilt nach Gl.(3.11)

$$\Theta_a = \Theta_{A\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* A}{\dot{M} c_F} \right) \right)$$

$$\dot{Q}_{\text{NUTZ}} = \dot{M} c_F \Theta_{A\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* A}{\dot{M} c_F} \right) \right)$$

Absorber B: flächig durchströmter Stahlabsorber

- keine Wärmeleitflächen $A_{\text{eff}} = A$
- innere Wärmeübergänge $k_i = \frac{1}{\frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}}$

mit

$$\begin{aligned} d &= 0,5 \text{ mm} \\ \lambda &= 50 \text{ W/(mK)} \text{ (Stahl)} \\ \alpha_i &= 200 \text{ W/(m}^2\text{K)} \\ k_i &= 199,6 \text{ W/(m}^2\text{K)}. \end{aligned}$$

Es gilt nach Gl. (3.11):

$$\begin{aligned} \theta_a &= \theta_{A\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* A f}{\dot{M} c_F} \right) \right) \\ \dot{Q}_{\text{NUTZ}} &= \dot{M} c_F \theta_{A\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* A k_i}{\dot{M} c_F (k_i + k_a)} \right) \right) \end{aligned}$$

Absorber C: Kupferabsorber mit Strömungskanälen und Wärmeleitblechen

- die Minderungsfaktoren (Flächenwirkungsgrade) der Wärmeleitflächen führen zu einer Herabsetzung der effektiv wirksamen Absorberfläche $A_{\text{eff}} < A$. 1 m² Absorberfläche besteht zu 7 % aus direkt durchströmter Fläche und 93 % aus Wärmeleitblechen mit:

$$\begin{aligned} b_R &= 65 \text{ mm;} \\ d &= 0,8 \text{ mm;} \\ \lambda &= 372 \text{ W/(m}^2\text{K)} \text{ (Kupfer).} \end{aligned}$$

Effektive Absorberoberfläche:

$$A_{\text{eff}} = A \left(0,07 + 0,93 \frac{\tanh \left(b_R \sqrt{\frac{k_a}{\lambda d}} \right)}{b_R \sqrt{\frac{k_a}{\lambda d}}} \right)$$

- Der innere Wärmeübergang wird wegen höherer Solegeschwindigkeiten in den Kanälen besser angenommen als beim Absorber B.

$$k_i = 300 \text{ W/(m}^2\text{K)}$$

Analog zu den vorher behandelten Fällen gilt:

$$\dot{Q}_{\text{NUTZ}} = \dot{M} c_F \Theta_{A_\infty} \left(1 - \exp \left(- \frac{k_a^* A_{\text{eff}} k_i}{\dot{M} c_F (k_i + k_a)} \right) \right)$$

mit A_{eff} siehe oben.

Vergleichend sind in Abb. 3.9 die Nutzenergien der behandelten Absorbertypen in Abhängigkeit des äußeren Wärmeübergangs dargestellt. Es zeigt sich, daß der Energieabsorber C aufgrund seines hohen Wärmeleitripenanteils weniger Nutzenergie abgibt als der flächig durchströmte. Dabei wird der Unterschied mit steigendem k_a deutlicher. (Anm. hier: $k_a^* = k_a$).

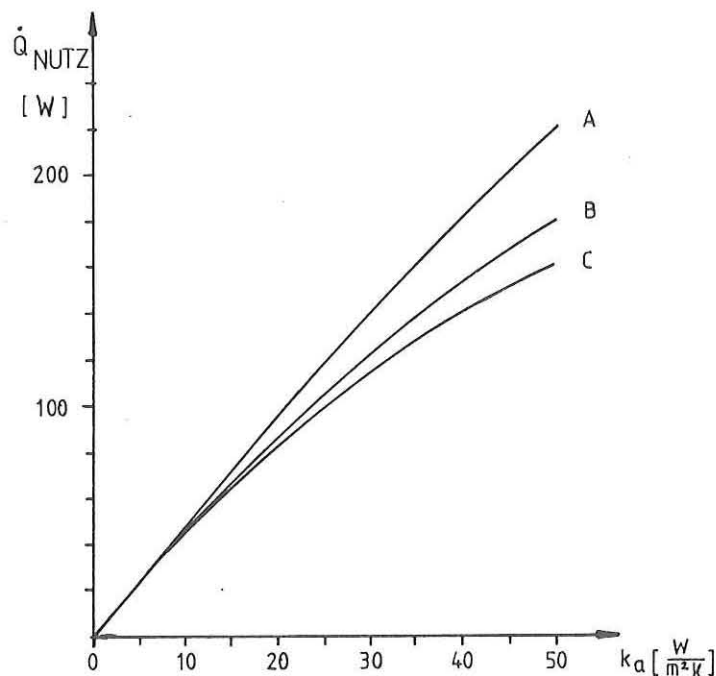


Abb. 3.9: Nutzenergieabgaben verschiedener Typen von Energieabsorbern in Abhängigkeit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten k_a .
 A - idealisierter Absorber
 B - flächig durchströmter Stahlabsorber
 C - Kupferabsorber mit Strömungskanälen und Wärmeleitblechen

3.1.7 Bestimmung des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten

Der effektive äußere Wärmeübergangskoeffizient k_a setzt sich aus dem konvektiven Wärmeübergang α_{KONV} , dem thermischen Strahlungsanteil α_{STRL} und einem Wärmeübergang durch Kondensation α_{KOND} zusammen. Während der thermische Strahlungsanteil auf einen Ausdruck reduziert werden kann, der als Umgebungsvariable lediglich die Lufttemperatur und als Absorberparameter das Emissionsvermögen ϵ einbezieht, ist die Behandlung der konvektiven Wärmeübergänge und des Stoffübergangs (Kondensation) aufgrund mehrerer Einflußgrößen komplexer und somit schwieriger.

3.1.7.1 Äußerer konvektiver Wärmeübergang

In der Literatur sind eine ganze Reihe von Gebrauchsformeln für den konvektiven Wärmeübergang an einer ebenen Platte angegeben, die häufig folgende Form haben:

$$\alpha_{\text{KONV}} = c_1 + c_2 v_w \quad \begin{array}{l} \alpha_{\text{KONV}} \text{ in W/(m}^2\text{K)} \\ v_w \text{ Windgeschwindigkeit in m/s} \end{array}$$

Die Literaturwerte der Konstanten c_1 und c_2 variieren in weiten Grenzen.

$$\begin{array}{l} 2,5 < c_1 < 5,8 \\ 3 < c_2 < 5,6 \end{array}$$

In den wenigsten Fällen sind die Bedingungen angegeben, für die die Gleichungen aufgestellt und die Konstanten c_1 und c_2 ermittelt wurden, noch wird gesagt, ob die thermische Strahlung mit in c_1 berücksichtigt worden ist.

Da der konvektive Wärmeübergang ein wichtiger Transportmechanismus ist, sollten die oben genannten Gebrauchsformeln nicht vorbehaltlos angewandt werden.

Eine zuverlässigere Grundlage sind die durch die Ähnlichkeitstheorie entstandenen Gleichungen.

Die Tabellen 3.1 und 3.2 geben eine Zusammenstellung der Wärmeübertragungsgesetze verschiedener Literaturquellen. Obwohl die Gleichungen unterschiedliche Faktoren und Exponenten aufweisen, zeigt eine graphische Auswertung für die laminaren Grenzschichten sehr gute Übereinstimmung, während bei Turbulenz Streuungen von 10 % auftreten.

Die Auswertung dieser Gleichungen soll zu einer einfachen Gebrauchsformel führen, in der alle sensitiven Einflußgrößen erfaßt werden. Wie in den Abbildungen 3.10 und 3.11 zu sehen, ist für den konvektiven Wärmeübergang im absorberdachtypischen Arbeitsbereich sowohl bei Naturkonvektion als auch bei Zwangskonvektion das Umgebungstemperaturniveau im Vergleich zu den oben genannten Streuungen der Wärmeübertragungsgesetze relativ unbedeutend.

Naturkonvektion

Für charakteristische Plattenlängen in der Größenordnung von $L \approx 1 \text{ m}$ folgt aus der GRASHOF-Zahl (Gr), daß die Grenzschicht bereits für kleine Temperaturdifferenzen zwischen Platte und Umgebung ($T_A - T_L$) von etwa 2 K - 3 K turbulent ist.

Da die charakteristische Länge (Plattenlänge L) mit der 3. Potenz auf die Gr -Zahl einwirkt, folgt aus der Anwendung der Gleichung (nach Tab. 3.1, /3.6/)

$$Nu_L = 0,122 Gr_L^{0,33}, \quad (3.16)$$

daß die NUSSELT-Zahl unabhängig von der Plattenlänge sein muß. Abb. 3.10 zeigt die graphische Auswertung der Gl. (3.16) für zwei verschiedene Umgebungstemperaturen und einer charakteristischen Plattenlänge von 1 m.

Aus Abb. 3.10 kann die Wärmeübergangszahl für Naturkonvektion mit guter Näherung im angegebenen Temperaturintervall zu

$$\alpha_{\text{NATKONV}} = 1,5 (T_A - T_L)^{0,33}$$

mit α_{NATKONV} in $\text{W/m}^2\text{K}$
und $(T_A - T_L)$ in K
bestimmt werden.

Tabelle 3.1

Naturkonvektion an der ebenen Platte für $Pr = 0,72$

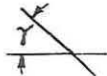
Quelle	P L A T T E N S T E L L U N G												
	vertikal				horizontal				geneigt				
Krischer Wärme- und Stoff- übertragung /3.2/	$Nu_L = 0,478 Gr_L^{0,25}$												
Grigull Wärmeübertragung /3.5/	laminar				geheizt, Wärmestr. nach oben + unten				$\gamma > 45^\circ$: $\alpha_{KONV} = \alpha_{KONV}$ (senkrecht)				
	turbulent				zusammen:				$\gamma < 45^\circ$: Lineare Interpolation zwischen α_{KONV} (waagerecht) und α_{KONV} senkrecht ∞				
Maschek Grundlagen der Wärme- und Stoffübertragung /3.6/	laminar												
	turbulent												
Wong Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers /3.8/	laminar				geheizt, Wärmestr. nach oben und unten				laminar				
	turbulent				laminar				$Nu_{L\gamma} = Nu_{Lsenkr.} \cdot (\cos\gamma)^{0,25}$				
	$Nu_L = 0,0186 \cdot Gr_L^{0,4}$				$Nu_L = 0,499 \cdot Gr_L^{0,25}$ turbulent $Nu_L = 0,126 \cdot Gr_L^{0,33}$ geheizt, Wärmestr. nach unten $Nu_L = 0,25 \cdot Gr_L^{0,25}$								

Tabelle 3.2

Erzwungene Konvektion an der ebenen Platte für $Pr = 0,72$

Quelle	laminar $Re_e < 5 \cdot 10^5$	turbulent $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$	turbulent mit Stolperkante $10^1 < Re < 10^7$
Krischer Wärme- und Stoff- übertragung /3.2/	$Nu_L = 0,595 \cdot Re_L^{0,5}$	$Nu_L = \frac{0,027 \cdot Re_L^{0,8}}{1 - 0,48 \cdot Re_L^{-0,1}}$	
Gnielinski Verfahrenstechnik /3.4 / VDI-Wärmeatlas /3.1/			$Nu_L = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{tur}^2}$
Grigull Wärmeübertragung /3.5/	$Nu_L = 0,595 \cdot Re_L^{0,5}$	$Nu_L = 0,027 \cdot Re_L^{0,8}$	$Nu_L = 0,0288 \cdot Re_L^{0,8}$
Maschek Grundlagen der Wärme- und Stoffübertragung /3.6/	$Nu_L = 0,595 \cdot Re_L^{0,5}$	$Nu_L = 0,031 \cdot Re_L^{0,8}$	

Zwangskonvektion

Die Gleichungen für den Wärmeübergang bei Zwangskonvektion an der ebenen Platte werden durch die Parameter Plattenlänge l und Windgeschwindigkeit v_w bestimmt.

Aus den Gleichungen der Tab. 3.2 lassen sich die folgenden Abhängigkeiten ableiten:

$$\alpha_{\text{ZWAKONV}} \sim v_w^{0,8}$$

$$\alpha_{\text{ZWAKONV}} \sim l^{-0,2}$$

Nach Tab. 3.2 ist die NUSSELT-Zahl in der folgenden Form darstellbar:

$$Nu_L = \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{tur}}^2}$$

$$Nu_{\text{lam}} = 0,595 Re_L^{0,5}$$

$$Nu_{\text{tur}} = \frac{0,027 Re_L^{0,8}}{1 - 0,48 Re_L^{-0,1}}$$

Diese Gleichung ist für verschiedene Temperaturen in Abb. 3.11 und für verschiedene Plattenlängen in Abb. 3.12 dargestellt.

Zur einfachen Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten bei Zwangskonvektion kann die Beziehung

$$\alpha_{\text{ZWAKONV}} = 7,0 l^{-0,2} v_w^{0,75}$$

mit

α_{ZWAKONV} in $\text{W/m}^2\text{K}$

l in m

v_w in m/s

abgeleitet werden.

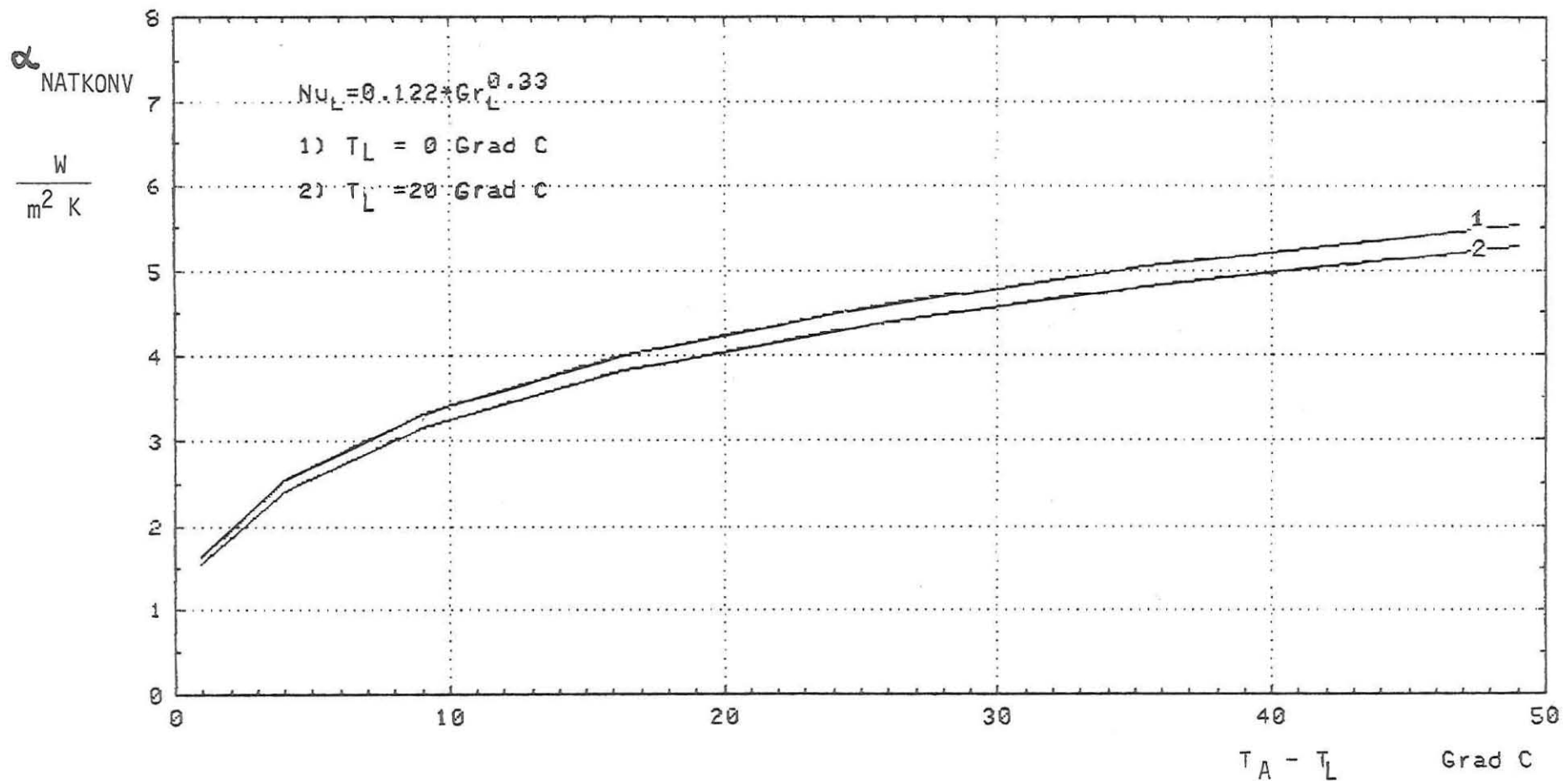


Abb. 3.10: Vergleich des Wärmeübertragungskoeffizienten an einer ebenen Platte mit der charakteristischen Länge 1m für zwei verschiedene Lufttemperaturen.

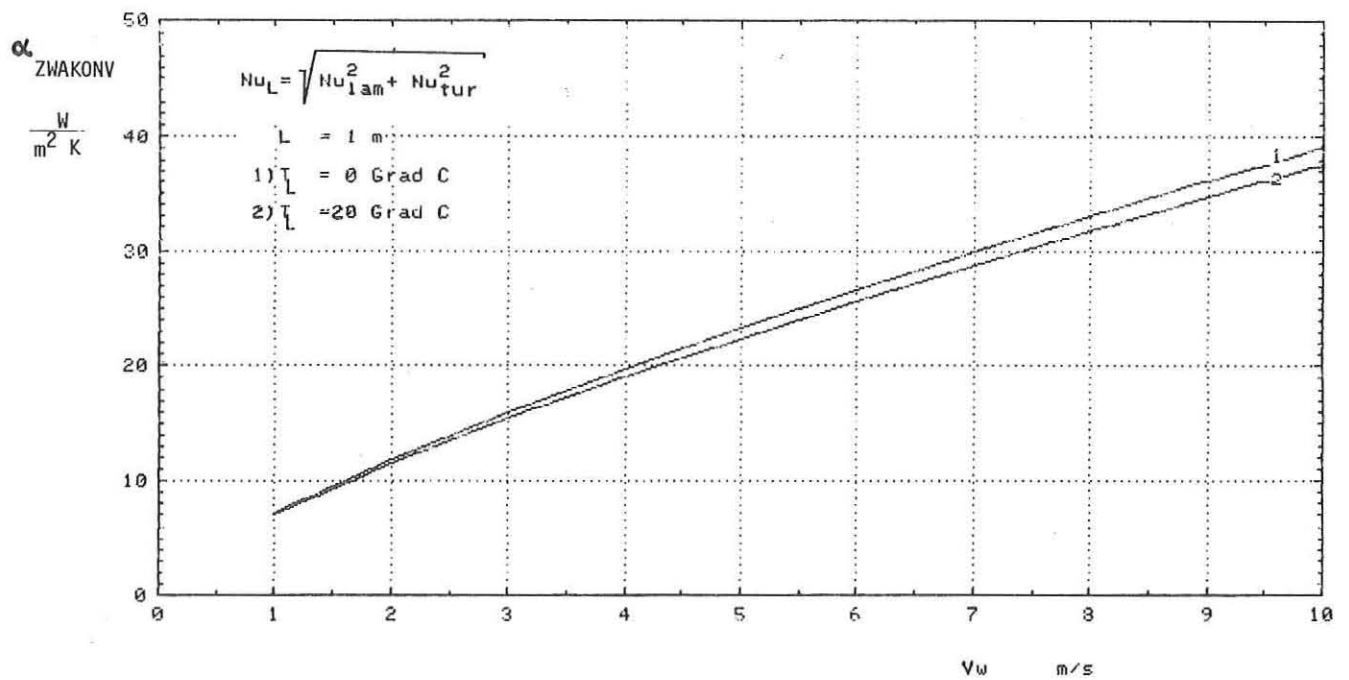


Abb. 3.11: Vergleich des Wärmeübertragungskoeffizienten bei Zwangskonvektion an einer ebenen Platte für zwei verschiedene Lufttemperaturen.

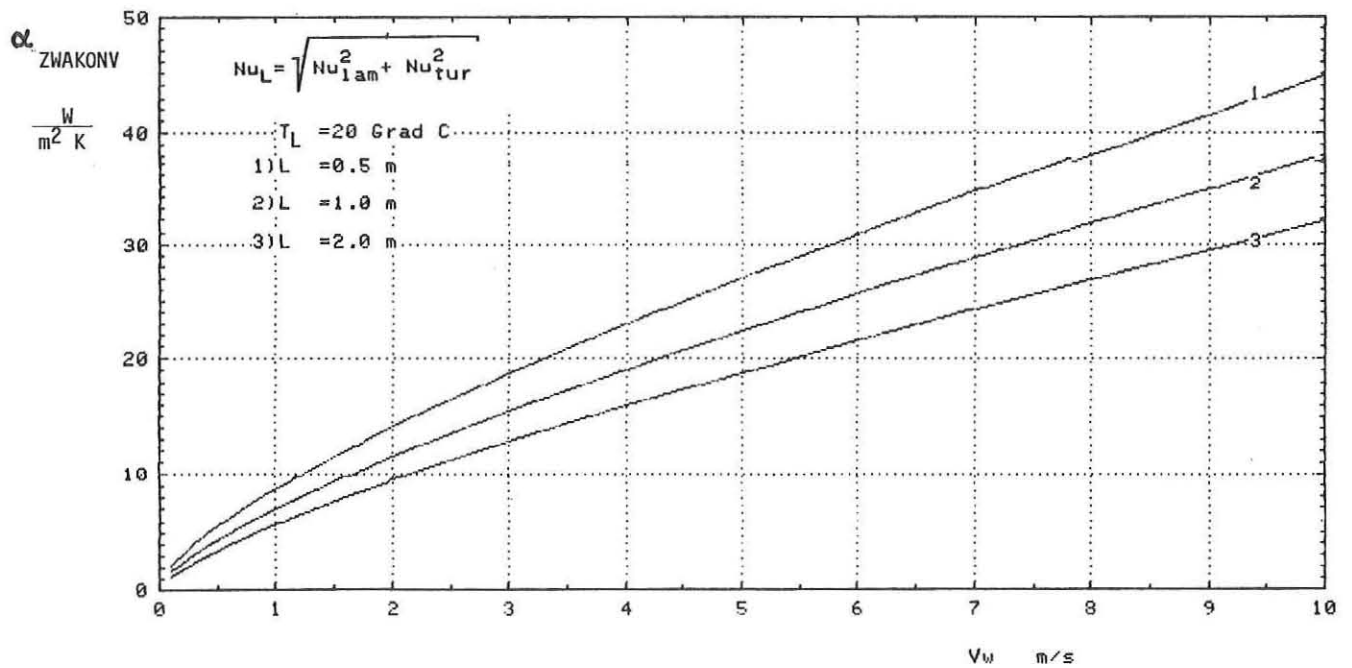


Abb. 3.12: Vergleich des Wärmeübertragungskoeffizienten bei Zwangskonvektion an einer ebenen Platte für verschiedene Plattenlängen.

Überlagerung von Natur- und Zwangskonvektion

Die Summe der kinetischen Energien der Einzelbewegungen ist die maßgebliche Kenngröße bei Überlagerung von freier und erzwungener Konvektion /3.2/. Für Luft ($Pr = 0,72$) ergibt sich eine aus der Überlagerung resultierende REYNOLDS-Zahl /3.2/ der Form:

$$Re_L^* = \sqrt{Re_L^2 + 0,64^2 Gr_L}$$

an. Dieser Ansatz läßt sich für bekannte Einzelbeiträge der Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{NATKONV}$ und $\alpha_{ZWAKONV}$ zu folgender Gleichung umformen:

$$\alpha_{KONV} = (\alpha_{ZWAKONV}^{2,66} + \alpha_{NATKONV}^{2,66})^{0,38}$$

3.1.7.2 Wärmeübertragung durch Kondensation

Die Luft ist in der Lage, bis zu einer gewissen Sättigungskonzentration Wasserdampf aufzunehmen. Um den Wasserdampfgehalt der Luft zu beschreiben, gibt es bei bekannter Lufttemperatur u.a. die folgenden Größen:

- | | | |
|----|---------------------------------|-----------|
| a) | Wasserdampfpartialdruck | p_D |
| b) | Wassergehalt (absolute Feuchte) | x_L |
| c) | relative Feuchte | φ |

Im Mollier h,x -Diagramm der feuchten Luft (Anhang A2) ist die Verknüpfung der drei Größen zusammenfassend dargestellt.

Die Aufnahmefähigkeit von Wasserdampf in Luft sinkt mit abnehmender Temperatur. Wird anfänglich ungesättigte Luft abgekühlt, so steigt trotz gleichbleibendem Wassergehalt die relative Feuchte. Bei einer relativen Feuchte von $\varphi = 100\%$ ist der Taupunkt erreicht; der Wasserdampf befindet sich mit Sättigungskonzentration in der Luft. Bei weiterer Abkühlung kommt es nun zur Kondensatzbildung (Nebel).

Wird Luft örtlich unter ihren Taupunkt abgekühlt (wie es an der Oberfläche eines gekühlten Energieabsorbers geschehen kann), so kommt es zur Kondensat-

bildung an der unterkühlten Fläche. Durch diesen örtlichen Wasserdampfentzug bildet sich neben dem Temperaturgradienten der umgebenden Luft auch ein Konzentrationsgradient des Wasserdampfs innerhalb der Grenzschicht aus, der einen Diffusionsvorgang der Dampfmoleküle bewirkt. Wird der Konzentrationsgradient durch dauernde Kondensatbildung an der Oberfläche des Energieabsorbers aufrecht erhalten, so fließt ein stetiger Wasserdampfstrom durch die Grenzschicht zum Absorber.

Berechnungsgrundlagen über Kondensation und Verdunstung lassen sich aus der Ähnlichkeit der Wirkungsmechanismen zwischen konvektiver Wärmeübertragung und Stoffübertragung gewinnen:

Konvektive Wärmeübertragung

$$\dot{q}_{\text{KONV}} = \alpha_{\text{KONV}} (T_L - T_A)$$

mit:

\dot{q}_{KONV}	übertragener Wärmestrom
α_{KONV}	konvektiver Wärmeübergangskoeffizient
$(T_L - T_A)$	treibende Temperaturdifferenz zwischen Umgebung und Absorberoberfläche

Stoffübertragung

$$\dot{m}_D = \beta (P_{DL} - P_{DA}) / (R_D \cdot T_{\text{ABSB}}) \quad (3.17)$$

mit:

\dot{m}_D	übertragener Stoffstrom
β	Stoffübergangskoeffizient
R_D	Gaskonstante für Wasserdampf
T_{ABSB}	absolute Bezugstemperatur bei der Stoffübertragung geschieht (siehe unten)
$(P_{DL} - P_{DA})$	treibende Partialdruckdifferenz des Wasserdampfes zwischen Umgebung und Absorberoberfläche

Aus einer Dimensionsanalyse und den Analogiegesetzen läßt sich zwischen α_{KONV} und β eine Beziehung der folgenden Form gewinnen /3.1/:

$$\alpha_{\text{KONV}} / \beta = \rho c_{Lp} (a/D)^n \quad (3.18)$$

mit den Stoffgrößen der Luft: ρ (Dichte), c_{Lp} (Wärmekapazität bei konstantem Druck), a (Temperaturleitfähigkeit), D (Diffusionskoeffizient von Wasserdampf).

Für turbulente Strömungen ist $n=0,58$ /3.1/.

Als Bezugstemperatur der Stoffgrößen wird das arithmetische Mittel zwischen Lufttemperatur (T_L) und Absorberoberflächentemperatur (T_A) gewählt.

$$T_B = (T_L + T_A)/2$$

Der Betriebsbereich des Energieabsorbers, in dem Kondensatbildung überhaupt möglich ist, wird durch die maximale Umgebungstemperatur nach oben und durch System- und Betriebsgrößen (Abschaltpunkt, Leistungsfähigkeit der WP) nach unten begrenzt.

Es erscheint sinnvoll, den Temperaturbereich der Kondensatbildung für Absorberoberflächentemperaturen von

$$-25\text{ }^{\circ}\text{C} < T_A < 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

zu beschränken. Damit ergibt sich für die Bezugstemperatur

$$-20\text{ }^{\circ}\text{C} < T_B < 20\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

In diesem Temperaturbereich sind einige Stoffgrößen näherungsweise konstant.

$$c_{Lp} = 1,006 \pm 0,001 \text{ kJ/(kgK)}; \quad -20\text{ }^{\circ}\text{C} < T_B < 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{mit } D = 2,261 \cdot 10^{-5} (T_{\text{ABSB}}/273)^{1,81} \text{ m}^2/\text{s} \quad /3.3/$$

$$a/D = 0,845 \pm 0,003; \quad -20\text{ }^{\circ}\text{C} < T_B < 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Wird Gl. (3.18) in Gl. (3.17) eingesetzt, so folgt

$$\dot{m}_D = \frac{\alpha_{\text{KONV}}}{(a/D)^n c_{PL} \rho_L T_{\text{ABSB}} R_D} (P_{DL} - P_{DA}) \quad (3.19)$$

An Stelle der Wasserdampfpartialdrücke wird als Konzentrationsmaß die Differenz zwischen Wassergehalt der Umgebungsluft x_L Sättigungswassergehalt an der Absorberoberfläche x_A eingeführt. Mit

$$P_{DL} = P_{\text{ges}} \frac{x_L}{0,622+x_L}$$

$$\text{und} \quad P_{DA} = P_{\text{ges}} \frac{x_A}{0,622+x_A}$$

folgt aus Gl. (3.19):

$$\dot{m}_D = \frac{\alpha_{\text{KONV}} P_{\text{ges}}}{(a/D)^n c_{\text{PL}} R_D T_{\text{ABSB}} \rho_L} \left(\frac{x_L}{0,622+x_L} - \frac{x_A}{0,622+x_A} \right) \quad (3.20)$$

Diese Gleichung ist vom barometrischen Gesamtdruck abhängig. Werden Abweichungen um den Durchschnittswert von 1013 mbar (Meeresniveau) von 20 mbar angenommen (vgl. Kap. 3.2, Abb. 3.22), so hat das eine Änderung der Kondensatmenge von $\pm 2\%$ zur Folge. Für hochgelegene Orte und hohen Genauigkeitsanforderungen ist der verminderte Gesamtdruck zu berücksichtigen. Vereinfachend soll für die folgenden Rechnungen ein Gesamtdruck von 1 bar zugrunde gelegt werden. Im Bereich der Bezugstemperatur ist die Luft als ideales Gas anzusehen. Weiterhin gilt wegen $(P_{\text{DL}}/P_{\text{ges}}) < 2,5\%$ näherungsweise

$$\frac{P_{\text{ges}}}{\rho_L T_{\text{ABSB}}} = R_L.$$

Mit $R_L/R_D = 0,622$ und den oben beschriebenen Stoffgrößen folgt aus Gl. (3.20)

$$\dot{m}_D = 0,68 \alpha_{\text{KONV}} \left(\frac{x_L}{0,622+x_L} - \frac{x_A}{0,622+x_A} \right) \quad (3.21)$$

mit

\dot{m}_D in $\text{g}/(\text{m}^2 \text{s})$

α_{KONV} in $\text{W}/(\text{m}^2 \text{K})$

x_L, x_A in $\text{kg}/\text{kg tr.L.}$

Für die Konzentrationsdifferenz

$$\left(\frac{x_L}{0,622+x_L} - \frac{x_A}{0,622+x_A} \right)$$

kann bei den auftretenden Betriebsbedingungen näherungsweise der Ausdruck

$$(1,6 - 2,5 \cdot 10^{-3} T_B) (x_L - x_A)$$

mit T_B in $^{\circ}\text{C}$

ermittelt werden. Der Näherungsfehler ist $< 1,5\%$.

Durch Multiplikation der Kondensationsrate \dot{m}_D mit dem Latentwärmegehalt h_D des Wasserdampfes ergibt sich der Wärmestrom \dot{q}_{KOND} .

Unter Verwendung des Wassergehaltes x in der geläufigeren Einheit $\text{g}/\text{kg tr.L.}$ folgt aus Gl. (3.21) für den Temperaturbereich $0^{\circ}\text{C} < T_B < 20^{\circ}\text{C}$:

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = \alpha_{\text{KONV}} (2,72 - 4,3 \cdot 10^{-3} T_B) (x_L - x_A) \quad (3.22)$$

und für $-20 \text{ }^{\circ}\text{C} < T_B < 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = \alpha_{\text{KONV}} (3,08 - 4,8 \cdot 10^{-3} T_B) (x_L - x_A) \quad (3.23)$$

mit

\dot{q}_{KOND} in W/m^2

α_{KONV} in $\text{W/(m}^2\text{K)}$

T_B in $^{\circ}\text{C}$

x_L, x_A in g/kg tr.L.

Die Gleichungen (3.22) und (3.23) sind als geeignete Näherungen für den absorbertypischen Arbeitsbereich zu verstehen und zeigen die Kopplung zwischen Kondensations- und Konvektionsvorgang.

3.1.7.3 Veränderte Wärmeübertragungseigenschaften bei reif- und eisbedeckten Energieabsorbern

Bei Betriebstemperaturen unter $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ können am Energieabsorber Reif- und Eisformationen auftreten, die den Wärmeübergang des belagfreien Energieabsorbers verändern. Dabei können fünf verschiedenartige Phänomene einzeln oder gemeinsam auftreten:

- 1) Durch die erhöhten Reflexionsverluste einer hellen Reifschicht oder eines Schneebelages wird die Absorption kurzwelliger Strahlung vermindert.
- 2) Durch die Isolationswirkung einer Reif- und Eisschicht verringert sich bei gleichbleibendem Temperaturgefälle der dem Wärmeträgerfluid zugeführte Wärmestrom.
- 3) Wird der Absorberfläche Wasser in Form von Kondensat oder Niederschlag zugeführt, so entsteht durch die freiwerdende Erstarrungsenthalpie ein zusätzlicher Energiegewinn.

- 4) Das Abschmelzen eines Reif- oder Eisbelages erfordert Energie, die entweder der Umgebung oder aber dem Energieabsorber (Abschmelzen während der Betriebszeit) entzogen wird.
- 5) Für selektivbeschichtete Energieabsorber vergrößert sich bei Reif- und Eisbelägen das wirksame Emissionsvermögen, was je nach Installation und Betriebsweise einen positiven oder negativen Einfluß auf den Nutzwärmestrom haben kann.

Die Berechenbarkeit der Auswirkungen von Reif- und Eisbelägen wird durch folgende Tatsachen verhindert oder stark eingeschränkt:

- Unter realen Betriebsbedingungen treten selten stationäre Zustände ein.
- Meistens treten mehrere der oben genannten Effekte gemeinsam auf.
- Belagstrukturen und Schichtdicken sind nicht homogen über den Energieabsorber verteilt.
- Daten zur Charakterisierung der Schichten sind teilweise nicht bekannt.

Eine Verbesserung der Energiebilanz ist von den oben genannten Effekten durch die Nutzung der Erstarrungsenthalpie aus Niederschlägen und Kondensat möglich, vorausgesetzt, daß das Abtauen nicht während der Betriebszeit des Energieabsorbers erfolgt.

Legt man für eine Maximalschätzung des Latentwärmepotentials aus Niederschlägen eine Niederschlagssumme von 250 mm/m^2 für die Monate November bis einschließlich März zugrunde, so berechnet sich der maximal nutzbare Energiegewinn aus der Erstarrungsenthalpie zu ca. 23 kWh/m^2 .

Durch ein Anwachsen der Eisschicht wird allerdings auch deren Isolationswirkung größer, so daß bei gleichbleibendem Temperaturgefälle nur eine bestimmte Eisschichtdicke erreicht werden kann /3.7/.

3.2 Meteorologische Einflußgrößen der Wärmeübertragung

Die Energiebilanz einer Oberfläche, die mit der Umgebung in energetischer Wechselwirkung steht, hängt im wesentlichen von den folgenden meteorologischen Parametern ab:

- Lufttemperatur
- Luftfeuchte
- Windgeschwindigkeit und -richtung
- Globalstrahlung
- atmosphärische Gegenstrahlung
- Niederschlag

Im Falle eines mit Wärmepumpe und Energieabsorbern für die Raumheizung ausgestatteten Hauses sind diese Größen für das Zusammenwirken des Gebäudeheizbedarfs und der Systemantwort auf diesen Bedarf maßgebend.

Während sich der Hauswärmebedarf bei konventioneller Bauweise deutlich an der Differenz zwischen Raumtemperaturen und Lufttemperatur orientiert, muß für den Energiesammler der Gesamtkomplex der oben genannten Parameter berücksichtigt werden. In Abhängigkeit von der jeweiligen Systemeinbindung kann die Strahlungsabsorption zeitweise einen wichtigen Beitrag zur Gesamtnutzenergie leisten.

In der Literatur existieren Angaben über Umgebungstemperaturdaten in /3.9, 3.10, 3.11, 3.22/ und über Windverhältnisse z.B. in /3.12/.

Weiterreichende Informationen zu den einzelnen meteorologischen Parametern mit deren örtlicher und zeitlicher Variation sind beim Deutschen Wetterdienst (DWD) in Offenbach gebührenpflichtig zu erhalten.

Eine Sonderstellung unter den meteorologischen Parametern nimmt die Solarstrahlung ein. Die Meßdaten der Global- und Diffusstrahlung des Meßnetzes des DWD werden vom Meteorologischen Observatorium Hamburg jährlich in Tabellenform veröffentlicht /3.13/. Über die Verteilung der Globalstrahlung in Europa kann man sich in /3.14/ einen Überblick verschaffen.

Zusammenstellungen über meteorologische Meßtechniken liegen z.B. in /3.15/ und /3.16/ vor.

3.2.1 Lufttemperatur

Die unter den Oberbegriff Energieabsorber zusammengefaßten Wärmetauscher-typen haben von ihrer Konzeption her die Aufgabe, vor allem nachts oder zu Zeiten geringer Globalstrahlung Energie aus der Umgebung aufzunehmen. Treibende Kraft für eine solche Energieaufnahme ist die Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauscher und Umgebung. Die Absorbertemperatur T_A muß bei den oben beschriebenen Betriebszuständen für die Wärmeaufnahme die Bedingung $T_A < T_L$ erfüllen. Die Lufttemperatur T_L ist dann die maximale Temperatur, die das Wärmeträgermedium erreichen kann.

In Abb. 3.13 ist die integrierte Jahreshäufigkeitsverteilung der Umgebungstemperatur für Hamburg, Sasel im Jahr 1973 dargestellt. Diese Kurve gibt ein Beispiel dafür, zwischen welchen Bereichen sich die Umgebungstemperatur im Jahresverlauf bewegt und sie verdeutlicht damit auch den Temperaturbereich, der von der mittleren Absorbertemperatur in etwa überstrichen wird.

Solche Häufigkeitsverteilungen der Umgebungstemperatur können nach Daten des Deutschen Wetterdienstes auch für viele andere Stationen angefertigt

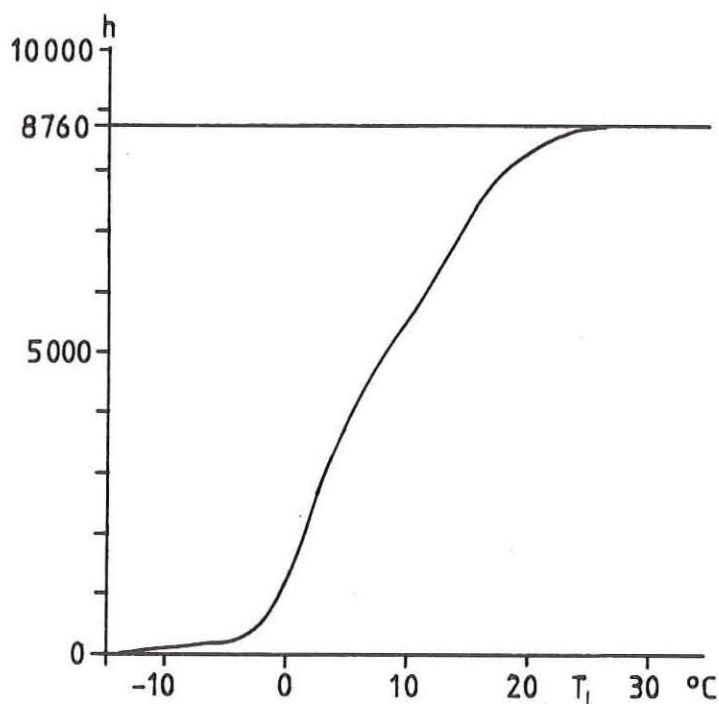


Abb. 3.13: Integrierte Jahreshäufigkeitsverteilung der Lufttemperatur (Hamburg Sasel 1973, Stundenmittelwerte, Quelle DWD, Meteorologisches Observatorium Hamburg, /3.17/). Die Ordinate gibt die Anzahl der Stunden pro Jahr, in denen die Umgebungstemperatur maximal den auf der Abszisse entsprechenden Wert hatte.

werden. Sie bilden eine ausreichende Grundlage, die Temperaturverhältnisse in der Bundesrepublik zu beschreiben. Das Temperaturfeld ist im allgemeinen (abgesehen von besonders exponierten Stellen wie Bergrücken oder Tälern) horizontal nur langsam veränderlich, so daß zwischen einzelnen Meßstationen interpoliert werden kann, wenn eine Höhenkorrektur durchgeführt wird. Meßfehler, Geräteaufstellung und Charakteristika verschiedener Thermometertypen sind in der Literatur /3.19/ im Detail diskutiert worden.

3.2.2 Luftfeuchte

Wasser kann in den drei Zustandsformen fest, flüssig und gasförmig in der Atmosphäre auftreten. Die in der Atmosphäre enthaltene Menge an Wasserdampf wird i.a. durch folgende miteinander verknüpfte Begriffe beschrieben:

- relative Feuchte
- spezifische Feuchte ($\text{kg H}_2\text{O}$ pro kg feuchter Luft)
- Wassergehalt, absolute Feuchte ($\text{kg H}_2\text{O}$ pro kg trockener Luft)

Ist eine dieser drei Größen bekannt, so lassen sich mit der Kenntnis der Umgebungstemperatur und des Luftdrucks die übrigen Feuchtegrößen berechnen. Ein oft verwendetes Maß für den Feuchtegehalt der Luft ist die relative Feuchte. Sie ist bei der betreffenden Lufttemperatur als das Verhältnis des momentan im Gesamtdruck enthaltenen zum maximal möglichen Wasserdampfpartialdruck definiert und wird in Prozent angegeben.

Der Prozeß des Energiegewinns durch Kondensatbildung am Absorber wurde in Abschnitt 3.1.7.2 beschrieben. Als charakteristisches Maß für den Energiegewinn eines Absorbers durch Kondensation wurde dort die Differenz der absoluten Feuchte der Umgebungsluft und der Sättigungsfeuchte am Absorberelement verwendet. Wegen des bei sinkenden Temperaturen abnehmenden Sättigungswassergehaltes der Luft nimmt auch der Energiegewinn durch Kondensation bei gleicher Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebungsluft zu tieferen Temperaturen hin ab.

Abb. 3.14 zeigt deutlich den starken Anstieg der spezifischen Feuchte im Sommer, aber nur eine schwache Abnahme der relativen Feuchte.

In der Literatur liegt ausreichend Information zur Messung der relativen Feuchte sowie ein Überblick über die Meßtechnik vor (z.B. /3.18/).

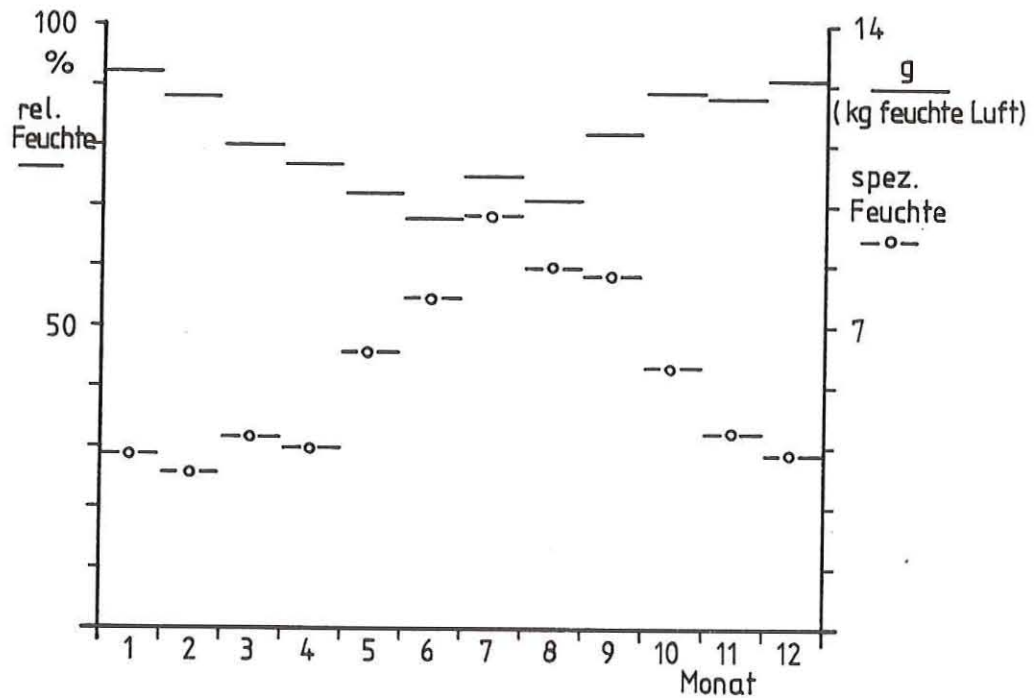


Abb. 3.14: Monatsmittelwerte der relativen Feuchte (—) und der spezifischen Feuchte (—o—) (Hamburg Sasel 1973, /3.17/)

3.2.3 Globalstrahlung

Da der Energieabsorber neben der Absorption von Globalstrahlung auch durch den Betrieb als Flächenwärmetauscher Energie aufnehmen kann, stellt die Solarstrahlung nur eine von mehreren Energiequellen dar. Die Orientierungsoptimierung der Absorberfläche steht aus diesem Grunde nicht wie bei einer Kollektoranlage im Vordergrund. Trotzdem soll im folgenden kurz auf einige wesentliche Punkte des Strahlungsklimas eingegangen werden.

Die große Veränderlichkeit der Globalstrahlung wird aus Abb. 3.15 deutlich. Der Anstieg des Diffusanteils zu den Wintermonaten hin (Sonnenhöhe!) ist auffallend.

Die Einzelwerte der horizontalen Tagessummen können etwa in einem Bereich zwischen $0,2 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ Tag})$ und $8 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ Tag})$ variieren. Die Jahressummen der horizontalen Globalstrahlung der Meßstationen des DWD liegen in der Größenordnung $1000 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ Jahr}) \pm 10 \%$. Das 28 Stationen umfassende Meßnetz, das vom Meteorologischen Observatorium Hamburg betreut wird, liefert nur Strahlungsdaten für horizontale Flächen. Jedoch ist die weitaus größte An-

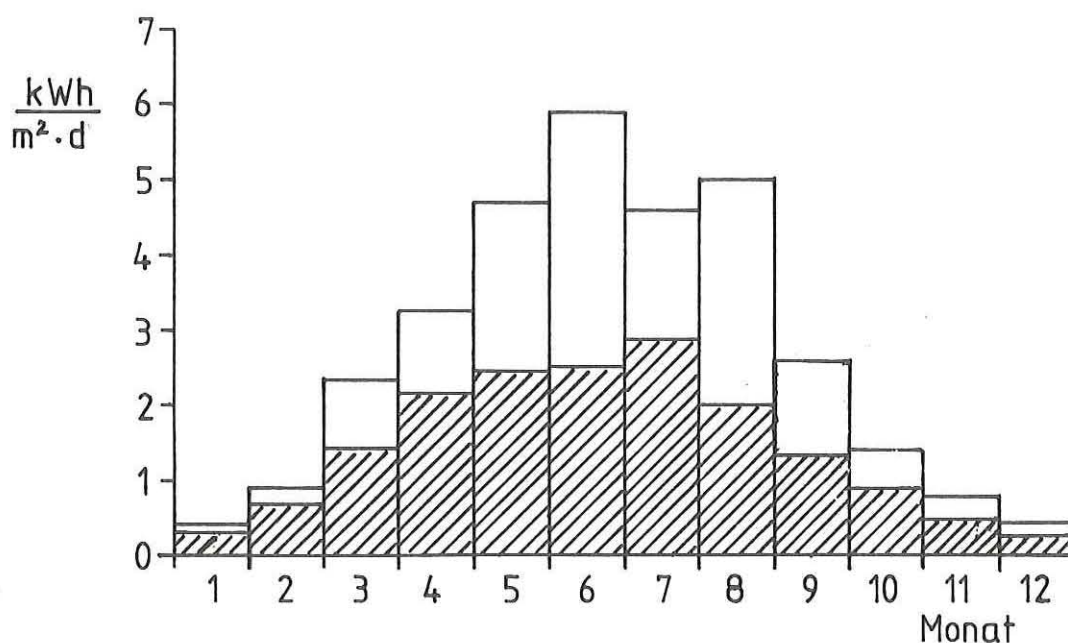


Abb. 3.15: Monatsmittelwerte der Tagessummen
für Globalstrahlung auf die Horizontale (□) und Diffusstrahlung auf die Horizontale (▨)
(Hamburg Sasel 1973, /3.17/)

zahl von Kollektor- bzw. Absorberanlagen in verschiedenen azimuthalen Ausrichtungen und Neigungen gegen die Horizontale installiert. Zur Auslegung der Anlagen ist in diesen Fällen die Kenntnis der in die Kollektorebene einfallenden Solarstrahlung notwendig.

Aus den Daten der Global- und Diffusstrahlung von Hamburg-Sasel (1973) wurden nach der Gleichung (3.24) /3.20/ die auf verschieden orientierte Flächen bezogenen Monatsmittelwerte berechnet.

$$\begin{aligned} \dot{G} = & \underbrace{\dot{G}_{Dir} \cos(\psi)}_{\text{direkt}} + \underbrace{\dot{G}_{Difhor} \dot{G}_{Dir} \cos(\psi) / (I_0 \cos(\psi_{hor}))}_{\text{zirkumsolar}} \\ & + \underbrace{\dot{G}_{Difhor} (1 + \cos(\gamma)) / 2}_{\text{diffus}} + \underbrace{Refl \dot{G}_{hor} (1 - \cos(\gamma)) / 2}_{\text{reflektiert}} \end{aligned} \quad (3.24)$$

\dot{G}_{hor}	Globalstrahlung horizontal
\dot{G}_{Dir}	Direkte Strahlung
\dot{G}_{Difhor}	Diffusstrahlung horizontal
I_0	Solarkonstante (1370 W/m^2)
ψ	Einfallswinkel zur Flächennormalen
ψ_{hor}	Zenitwinkel (horizontal)
Refl	Reflexionsvermögen der Erdoberfläche
γ	Neigungswinkel gegen die Horizontale

In Abb. 3.16 wurden Monatsmittelwerte der Strahlung auf eine Nordwand, die Horizontale und auf eine 60° gegen die Horizontale nach Süden geneigte Fläche gemäß Gleichung 3.24 berechnet.

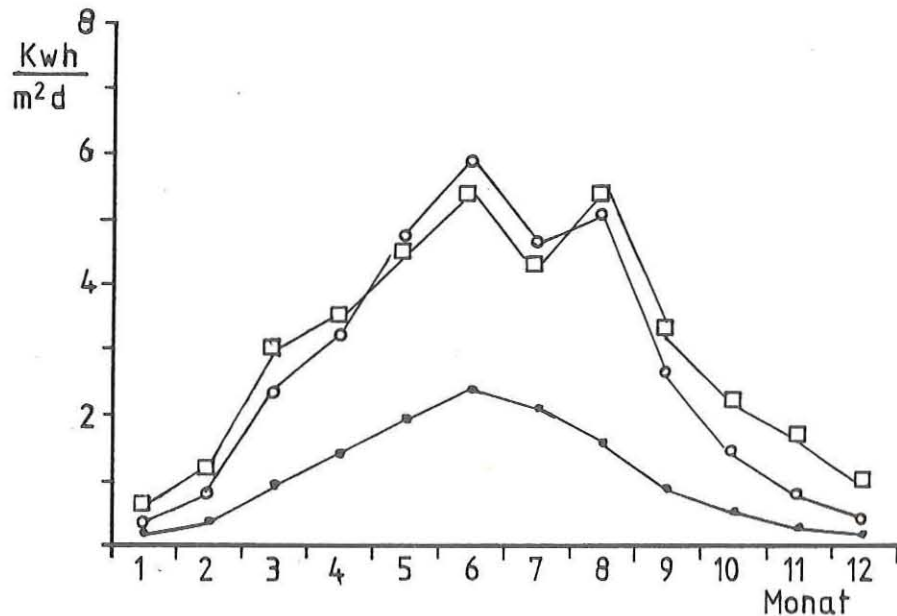


Abb. 3.16: Aus dem horizontalen Meßwert nach Gl. (3.24) berechnete Monatsmittelwerte der Globalstrahlung auf unterschiedlich geneigte Flächen (Ref1. = 0,2 /3.17/)

- Nordwand
- o Horizontal
- 60° Süd

Die Monats- und Jahressummen für die auf die unterschiedlich geneigten Flächen treffende Strahlung sowie für die gemessene Global- und Diffusstrahlung sind in Tabelle 3.3 zusammengefaßt.

Vor allem die unter 30° Süd, aber auch noch die unter 60° Süd gegen die Horizontale geneigte Kollektorfläche empfängt über das Jahr gesehen deutlich mehr Strahlung als eine horizontale Fläche. Die jährliche Strahlungssumme auf eine Nordfassade ist halb so groß wie diejenige auf eine Südfassade, wobei die jahreszeitliche Verteilung extrem verschieden ist.

In der Literatur finden sich eine Reihe verschiedener empirischer Formeln zur Globalstrahlungsbestimmung. Eingangsgrößen in diese Formeln sind neben der Solarkonstanten und der Sonnenhöhe Angaben der relativen Sonnenscheindauer oder der Bewölkung /3.15, 3.16, 3.21/ in Form von festen Formelparametern. Diese Formelparameter sind jedoch für einen bestimmten Ort unter

ganz bestimmten Bedingungen abgeleitet worden. Es ist im Einzelfall mit Kenntnis der Originalliteratur zu prüfen, ob diese Bedingungen mit der eigenen Meßsituation übereinstimmen, da keine universelle Formel zur Globalstrahlungsbestimmung existiert.

Tabelle 3.3: Monats- und Jahressummen der Strahlung
auf verschieden orientierte Flächen /3.17/

Orientierung Monat	h o r i z o n t a l					
	Global kWh/m ²	Diffus kWh/m ²	Nord kWh/m ²	30° S kWh/m ²	60° S kWh/m ²	90° S kWh/m ²
Januar	12	10	6	16	17	15
Februar	24	18	11	33	35	30
März	70	43	28	93	93	75
April	97	64	42	114	104	77
Mai	142	75	59	159	136	92
Juni	177	76	71	197	162	103
Juli	144	88	64	158	132	89
August	150	59	48	183	165	116
September	77	40	28	102	100	78
Oktober	43	27	17	64	68	59
November	24	15	10	43	51	48
Dezember	13	9	6	28	35	34
Jahr	973	524	390	1190	1098	816

3.2.4 Atmosphärische Gegenstrahlung

In den meisten Publikationen zu Fragen der Solarenergienutzung wird der Darstellung der Globalstrahlung breiter Raum gewidmet, wogegen die atmosphärische Gegenstrahlung nur sehr selten behandelt wird. Diese Schwerpunktverlagerung zum sichtbaren Teil des Strahlungsspektrums entspricht so lange seiner Bedeutung als Energielieferant, wie man es mit Kollektoren der herkömmlichen Bauform mit einer oder mehreren Abdeckscheiben über und einer Isolierschicht hinter dem Absorber zu tun hat. Betrachtet man jedoch die thermische Wechselwirkung eines unabgedeckten Energieabsorbers mit der Umgebung, so tritt neben die Solarstrahlung auch die atmosphärische Gegenstrahlung als wichtiger Einflußparameter hinzu.

Für Systemauslegungen muß in Ermangelung eines Meßnetzes für die Gegenstrahlung im allgemeinen auf empirische Formeln zurückgegriffen werden.

Da bisher in der "Solarliteratur" gemessen an der Globalstrahlung relativ wenig über die Meßmethoden und Fehlerquellen sowie über geeignete Parametrisierungsansätze veröffentlicht wurde, wird diese Problematik im nachfolgenden Abschnitt sowie im Anhang ausführlicher als die der übrigen Parameter behandelt. Die gebräuchlichsten Ansätze zur Berechnung der Gegenstrahlung werden gemäß ihrer historischen Entwicklung kurz vorgestellt. Auf die Grenzen ihrer Verwendung wird eingegangen.

Aufgrund thermischer Wechselwirkung mit der Umgebung befindet sich der Energieabsorber auf einer Temperatur T_{ABSA} . Nach dem STEFAN-BOLTZMANN-Gesetz strahlt die Oberfläche dann die flächenbezogene Leistung $\epsilon \sigma T_{ABSA}^4$ in den vor ihm liegenden Halbraum ab.

Gleichzeitig empfängt der Absorber aber auch Strahlung aus diesem Halbraum - die sogenannte atmosphärische Gegenstrahlung.

Unter dem Begriff "atmosphärische Gegenstrahlung" wird die thermische Eigenstrahlung der Atmosphäre im Spektralbereich $3 \mu\text{m} - 60 \mu\text{m}$ verstanden.

Diese Eigenstrahlung wird größtenteils von den Luftkomponenten Wasserdampf, Kohlendioxid und Ozon verursacht. Die Wasserdampfkonzentration ist großen zeitlichen Schwankungen unterworfen (vgl. Abb. 3.14). Insbesondere beeinflusst auch der Flüssigwassergehalt der Atmosphäre in Form von Wolken die Gegenstrahlung.

Alle diese Einflußgrößen werden in einer Funktion f_{kt} erfaßt, die als scheinbarer Emissionskoeffizient der Atmosphäre aufgefaßt werden kann.

$$L = f_{kt}(B, B_h, P_{DL}, T_L) \sigma T_{ABSL}^4$$

BRUNT /3.23/ zeigte, daß der Wärmetransport durch die Gegenstrahlung eine allgemeine Funktion des Partialdampfdruckes P_{DL} des Wasserdampfes ist:

$$\dot{L} = (c_3 + c_4 \sqrt{P_{DL}}) \sigma T_{ABSL}^4 \quad (3.25)$$

Dieser Zusammenhang bezieht sich nur auf den Zustand einer wolkenfreien Atmosphäre. Die Parameter c_3 und c_4 wurden zunächst von DINES + DINES /3.24/

Tabelle 3.4: Parameter der Gleichung (3.25), zusammengestellt von ARNFIELD /3.25/.

Wi = Winter, Fr = Frühling, So = Sommer, He = Herbst,

P_{DL} = Wasserdampfdruck bei der Lufttemperatur T_{ABSL}

Autor	Ort der Messung	Jahreszeit	P_{DL} (Pa)	T_{ABSL} (K)	c_3	c_4 (Pa ^{-0,5})	S
ANDERSON (1954)	Oklahoma, USA	Wi,Fr,So,He	290-3030	276-301	0,68	0,0036	0,039
GOSS und BROOKS (1956)	Kalifornien, USA	Wi,Fr,So,He	400-2300	-	0,66	0,0039	0,040
BUDYKO (1956)	-	-	-	-	0,61	0,0050	0,041
SELLERS (1965)	verschiedene	Wi,Fr,So,He	-	-	0,61	0,0048	0,046
MONTEITH (1961)	Südengland	Wi,Fr,So,He	500-1900	-	0,53	0,0065	0,049
ROBINSON et al. (1972)	Ontario-See, Kanada	So,He	700-3300	280-305	0,62	0,0042	0,053
BRUNT (1932)	Südengland	Wi,Fr,So,He	770-1440	-	0,52	0,0065	0,054
SUTTON (1953)	verschiedene	Wi,Fr,So,He	227-2370	-	0,44	0,0080	0,065
ASKLÖF (1920)	Uppsala, Schweden	Fr,So	227-1107	267-288	0,43	0,0082	0,066
BOUTARIC (1928)	Südfrankreich	Wi,Fr,So,He	331-1069	270-293	0,60	0,0042	0,068
REUTER (1950)	Toronto, Kanada	-	-	-	0,56	0,0080	0,092
ECKEL	Wien, Österreich	-	-	-	0,47	0,0063	0,100
RAMAN	Indien	-	-	-	0,62	0,0029	0,102
RAMANATHAN und DESAI (1932)	Poona, Indien	Wi,Fr,So,He	1084-2370	297-301	0,47	0,0061	0,108
ÅNGSTRÖM (1915)	Bassour, Algerien	So,He	507-1765	284-299	0,48	0,0058	0,111
KIMBALL (1918)	Nordosten der USA	Wi,Fr,So,He	143-2238	262-298	0,44	0,0061	0,136
ÅNGSTRÖM (1915)	Kalifornien, USA	So	237-999	-	0,50	0,0032	0,204

auf der Basis von Monatsmittelwerten des Wasserdampfpartialdruckes P_{DL} und Meßwerten der Gegenstrahlung bestimmt. ARNFIELD /3.25/ trug in einer Studie 17 verschiedene Ergebnisse von Parameterpaaren c_3, c_4 zusammen. Alle Angaben beziehen sich wieder auf wolkenlosen Himmel. Die große Streubreite der in Tab. 3.4 aufgeführten Parameterpaare zeigt, daß die Auswahl entsprechender Wertepaare schwierig ist. Es gibt a priori keine Anhaltspunkte für einen Anwender, welche Kombination der Parameter c_3, c_4 er für eine gegebene Situation zu wählen hat.

Als Qualitätsmaß für ein Wertepaar c_3, c_4 vergleicht ARNFIELD gemessene Gegenstrahlungswerte mit Rechnungen nach Gl. (3.25) und bestimmt die mittleren quadratischen Abweichungen S . Dabei wird deutlich, daß die Wertepaare aus Messungen weit zurückliegender Jahre (ANGSTRÖM 1915, KIMBALL 1918, ASKLÖF 1932) größere Streuungen aufweisen als neuere Messungen.

Die Verbesserung der Meßtechnik im Laufe der Zeit scheint ein Grund für die kleinere Streuung bei der Verwendung der Formelparameter c_3 und c_4 aus Messungen der fünfziger und sechziger Jahre zu sein.

Ein zweiter Grund ist nach SWINBANK /3.26, 3.31/ darin zu sehen, daß die Gegenstrahlung weniger vom Wasserdampfgehalt als von der Temperatur des strahlenden Mediums abhängig ist. Korrelationsrechnungen mit älteren Meßreihen führten zu dem Ergebnis, daß die Korrelation zwischen \dot{L} und T_{ABSL}^4 stets besser ist als die Korrelation zwischen \dot{L} und P_{DL} . SWINBANK schließt daraus, daß zur Bestimmung der Gegenstrahlung bei klarem Himmel allein die Umgebungstemperatur als Eingabeparameter notwendig ist. Sein formelmäßiger Ansatz ist

$$\dot{L} = .5,31 \cdot W / (m^2 K^6) \cdot 10^{-13} T_{ABSL}^6 \quad (3.26)$$

IDS0 und JACKSON /3.27/ geben ebenfalls eine Berechnungsgrundlage für die atmosphärische Gegenstrahlung an, die als Eingabeparameter nur die Umgebungstemperatur aufweist.

$$\dot{L} = \sigma T_{ABSL}^4 (1 - c_5 \exp(-c_6 (273 \text{ K} - T_{ABSL})^2)) \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} c_5 &= 0,261 \\ c_6 &= 7,77 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-2} \end{aligned}$$

Nach Untersuchungen von PALTRIDGE /3.28/ und IDS0 /3.29/ weisen jedoch die beiden Formeln (3.26, 3.27) systematische Abweichungen von Meßwerten der

Gegenstrahlung auf. Beide Arbeiten zeigen auf, daß im Tagesgang zwar die Nachtstunden durchaus richtig wiedergegeben, die Werte der Gegenstrahlung während der Tagesstunden jedoch systematisch überschätzt werden. Zur Erklärung wird angeführt, daß die Formeln aus den Meßwerten klarer Nächte, in denen sich häufig bodennahe Inversionen ausbilden, gewonnen wurden. Während der Tagesstunden kehrt sich jedoch die Inversionsschichtung der bodennahen Atmosphäre um, und die Lufttemperatur T_{ABSL} (gemessen in 2 m Höhe über dem Boden) ist nicht mehr repräsentativ für die Berechnung der Gegenstrahlung.

Keineswegs im Einklang mit den Ergebnissen von PALTRIDGE und IDS0 steht die Untersuchung von ARNFIELD /3.25/, der neben der systematischen Überschätzung durch die Formeln (3.26) und (3.27) auch Situationen angibt, in denen die berechneten Gegenstrahlungswerte kleiner als die gemessenen sind. Diese Unstimmigkeiten treten vor allem bei der Betrachtung von Zeiträumen in der Größenordnung einer Stunde auf. Zeiträume in der Größenordnung eines Tages oder länger werden durch die Gleichungen (3.26) und (3.27) mit einem Fehler von bis zu 6 % wiedergegeben /3.25/.

Wie bereits oben erwähnt, sind alle Formeln aus Messungen in klaren wolkenfreien Nächten abgeleitet worden. Bewölkungseffekte müssen separat behandelt werden.

Sei B der Bewölkungsgrad in Zehnteln, so läßt sich die Gegenstrahlung gemäß der Formel

$$\dot{L}_B = \dot{L}_{B=0} + 6,5 B$$

überschlägig korrigieren /3.28/. Die Korrektur um 65 W/m^2 für vollständig bewölkten Himmel stellt einen Mittelwert dar.

BOLZ /3.30/ gibt eine quadratisch von dem Bewölkungsgrad abhängige Korrekturgröße an. Sie ist für unterschiedliche Wolkenarten tabelliert und liefert bessere Ergebnisse, wobei jedoch genaue Wolkenbeobachtungen erforderlich sind. Wolkenbeobachtung und Klassifikation erfordern längere Praxis und sind vom ungeübten Beobachter nur unzureichend auszuführen. Jedoch ist es möglich, anstelle des Bewölkungsgrades den Diffusanteil der Globalstrahlung als Kriterium für den Korrekturterm der Bewölkung einzuführen. Die Korrektur unterstellt eine lineare Abhängigkeit des Diffusanteils und der

Änderung der atmosphärischen Gegenstrahlung. Bei minimalem Diffusanteil (abhängig von der Sonnenhöhe) wird nicht korrigiert (entsprechend wolkenfreiem Himmel). Für vollständig bedeckten Himmel (Diffusstrahlung gleich Globalstrahlung) muß um den Maximalwert von 65 W/m^2 korrigiert werden. Das Gesamtniveau der Gegenstrahlung zeigt Abb. 3.17

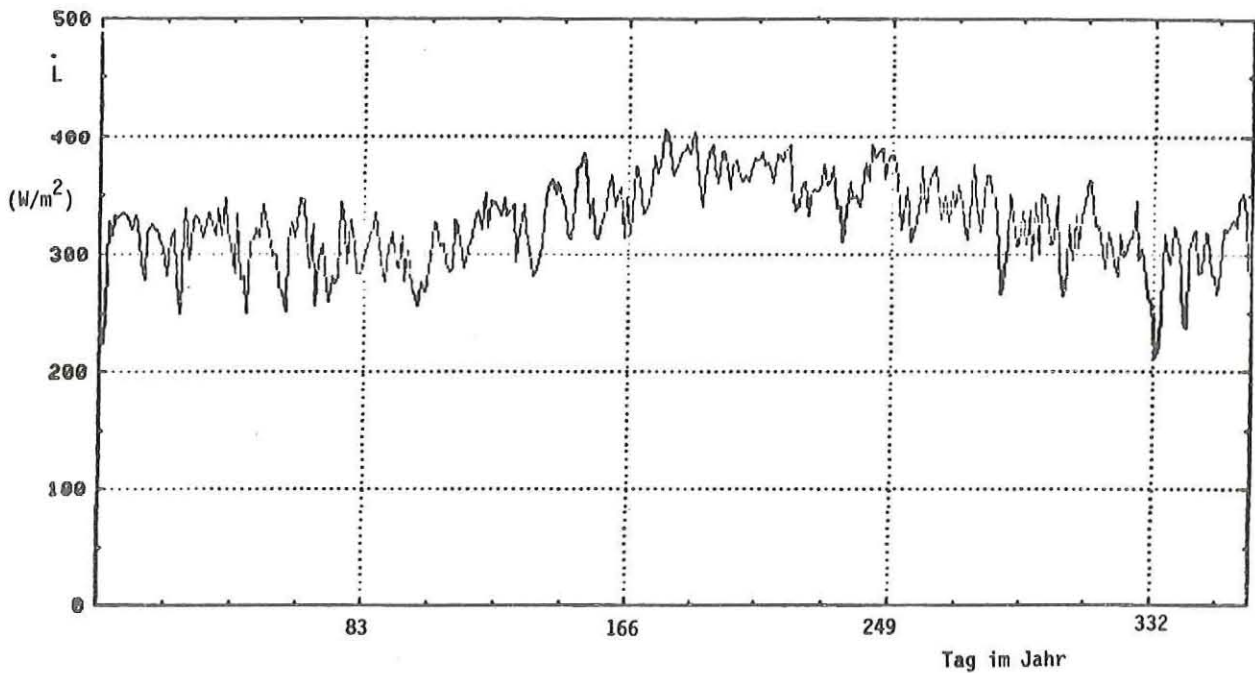


Abb. 3.17: Gemessene atmosphärische Gegenstrahlung
(Hamburg Sasel 1973, Tagesmittelwerte)

Die Abbildungen 3.18 und 3.19 zeigen auf der Basis von Meßwerten der Tagesmittel von Umgebungstemperatur, Luftfeuchte und Gegenstrahlung die Abweichung zwischen gemessener Gegenstrahlung und der nach der Beziehung 3.42 (Konstanten nach ANDERSON (1954)) berechneten Gegenstrahlung ohne und mit Korrekturterm für Bewölkung. Bei der Bewölkungskorrektur ist für die Nachtwerte im Mittel die gleiche prozentuale Bewölkung wie tagsüber angenommen worden. Man erkennt, daß mit dieser Korrekturmethode die Tagessummen der Gegenstrahlung in den meisten Fällen deutlich besser als mit einer Genauigkeit von 10 % bestimmt werden können.

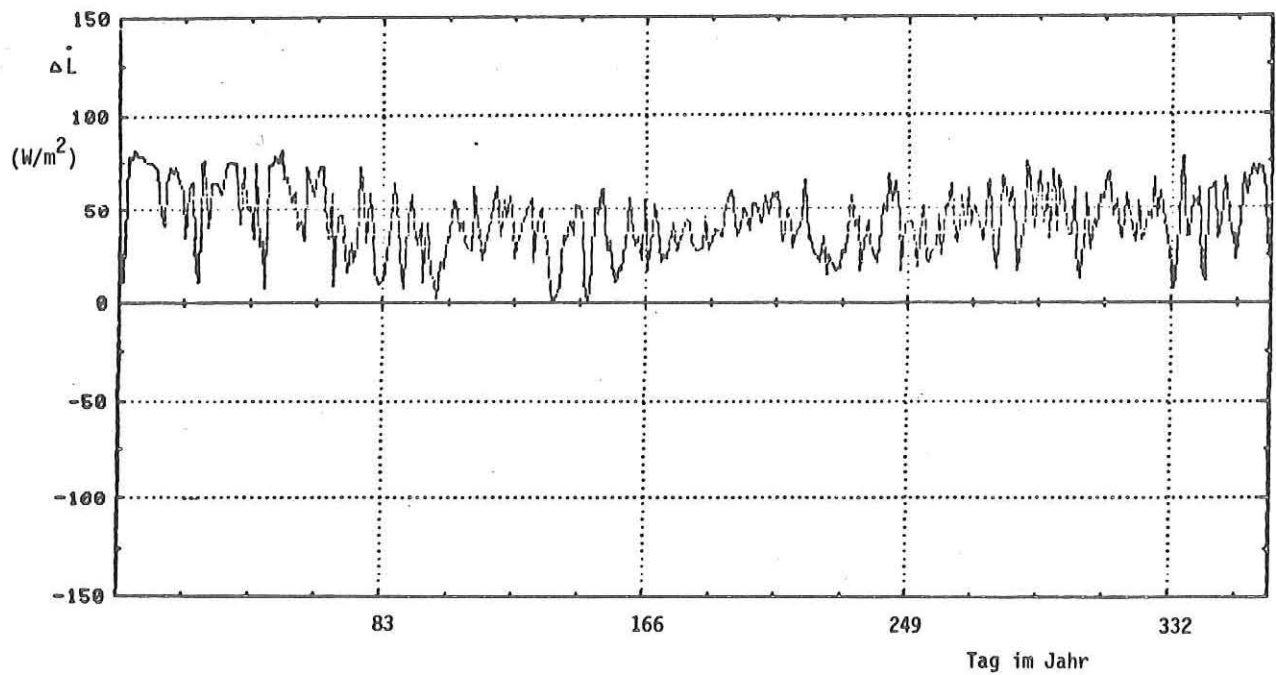


Abb. 3.18: Abweichung der nach der Gl. (3.25) für klaren Himmel berechneten Gegenstrahlung vom Meßwert.
(Hamburg SaseI 1973, Tagesmittelwerte)

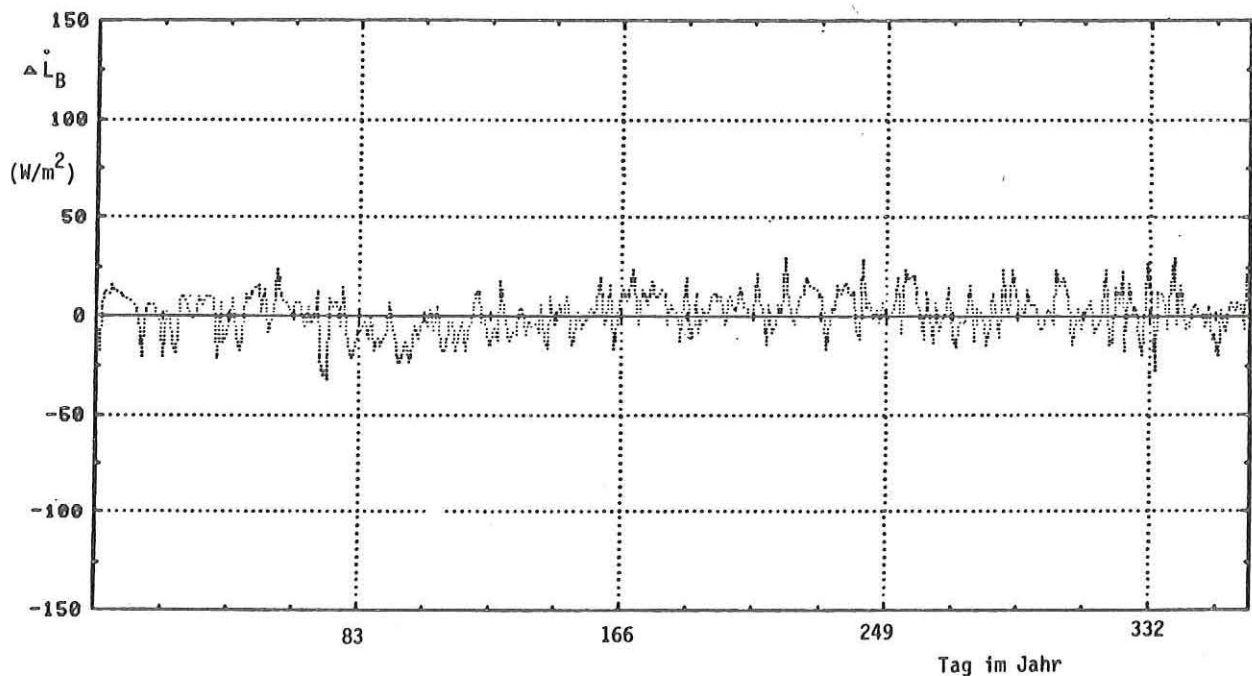


Abb. 3.19: Abweichung der nach der Gl. (3.25) mit einer Bewölkungskorrektur nach dem Diffusanteil berechneten Gegenstrahlung vom Meßwert
(Hamburg SaseI 1973, Tagesmittelwerte)

Die Genauigkeit der empirischen Formeln ist vom Zeitintervall, über das die Eingabegrößen gemittelt werden, abhängig. Dieses Verhalten wird am Beispiel der Gleichung (3.25) näher erläutert. Ohne Berücksichtigung der Bewölkung wurden jeweils auf der Basis von Stunden-, Tages-, Monats- und Jahresmitteln die Abweichungen der Modellwerte (berechnet mit über diesen Zeitintervallen gemittelten Eingabegrößen) von den Mittelwerten gemessener Gegenstrahlung berechnet (Spalte 2 in Tab. 3.5). Die systematischen Abweichungen sind unabhängig von der Mittelungsperiode der Eingabegrößen nahezu konstant. Das heißt um den Jahresmittelwert oder die Jahressumme der Gegenstrahlung zu berechnen ist die Verwendung von Stundenwerten der Eingabegrößen der Gl. (3.25) ebenso geeignet wie Tages- oder Monatsmittelwerte. Lediglich die Jahresmittelwerte weisen geringfügig größere Abweichungen auf.

Jedoch können bei der Berechnung der mittleren Abweichung vom Meßwert im Einzelfall (Stunden oder Tageswert) große positive und negative Abweichungen auftreten, die sich bei der einfachen Mittelwertbildung gegenseitig kompensieren. Ein Maß für die Differenzen der Einzelabweichungen von der mittleren Abweichung ist die in Tab. 3.5, Spalte 3, dargestellte Standardabweichung der Einzelabweichungen von der systematischen mittleren Abweichung. Es zeigt sich deutlich, daß die Standardabweichung mit ansteigender Mittelungsperiode der Eingabegrößen abnimmt. Die Fehlergrenzen zur Berechnung einer mittleren atmosphärischen Gegenstrahlung werden also kleiner je länger der Mittelungszeitraum ist.

Für die anderen empirischen Ansätze gilt die gleiche Tendenz, auch dann, wenn man die Bewölkungsverhältnisse über Korrekturterme berücksichtigt.

Tabelle 3.5: Variation der mittleren systematischen Abweichung der Modellwerte von Meßwerten und die zugehörigen Standardabweichungen in Abhängigkeit von der Mittelungszeit der Eingabegrößen (nach Gl. (3.25) mit den Konstanten nach ANDERSON (Tab. 3.4) und Daten von /3.17/).

Mittelungszeitraum der Eingabegrößen	Mittlere Abweichung des Modellwertes vom Meß- wert W/m^2	Standardabweichung der Einzel- abweichung von der mittleren Abweichung W/m^2
Stunde	43,6	25,8
Tag	43,5	18,6
Monat	43,9	9,0
Jahr	45,2	-

Für die Belange der Energiebilanzbestimmung an einem Absorberelement ist aufgrund der Einbaulage (auf Dächern oder als Fassaden) nur in den seltensten Fällen die Gegenstrahlung speziell auf eine horizontale Fläche interessant, sondern ein mit dem Neigungswinkel modifizierter Wert.

Die Grenzwerte der Gegenstrahlung sind dann von der Gegenstrahlung auf eine horizontale Fläche einerseits und der thermischen Ausstrahlung des Erdbodens sowie der im Gesichtsfeld befindlichen Objekte andererseits bestimmt.

UNSWORTH und MONTEITH /3.32/ beschreiben die Winkelverteilung der atmosphärischen Gegenstrahlung nach folgendem Ansatz:

$$\dot{L} = \epsilon(\psi_h) \cdot \sigma T_{\text{ABSL}}^4$$

mit

$$\epsilon(\psi_h) = c_7 + c_8 \ln(n \sec \psi_h)$$

ψ_h = Zenitwinkel (bezogen auf die Horizontale)

n = flächenspezifischer Flüssigwassergehalt der Luftsäule über dem Meßort (in cm)

c_7, c_8 = Regressionskoeffizienten ($c_7 = 0,70 \pm 0,05$ $c_8 = 0,090 \pm 0,002$)

Die Werte für c_7 und c_8 sind Mittelwerte, die wegen unterschiedlicher Temperaturgradienten und veränderlichem Aerosolgehalt nur als Anhaltswerte verstanden werden sollen. Diese Beziehung gilt für wolkenfreie Atmosphäre.

Für verschiedene geometrische Anordnungen von Strahlungsquelle und Strahlungsempfängern bestimmt UNSWORTH /3.33/ den auf den Empfänger fallenden Strahlungsfluß.

Für eine um den Winkel γ gegen die Horizontale geneigte Ebene läßt sich in ungestörter Umgebung die auf die Empfängerfläche treffende atmosphärische Gegenstrahlung für wolkenlosen Himmel nach der Gleichung (3.28) linearisieren:

$$\dot{L} = e_1 + e_2 T_L \quad (3.28)$$

Die Koeffizienten e_1 und e_2 lassen sich aus der graphischen Darstellung der Abb. 3.20 leicht bestimmen.

Bewölkungseffekte werden ebenfalls bei UNSWORTH /3.33/ kurz diskutiert.

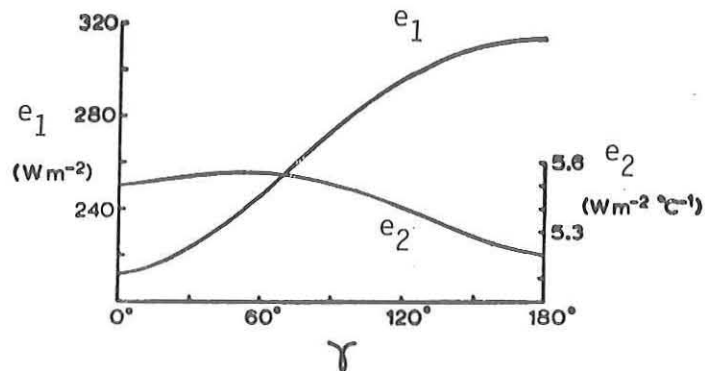


Abb. 3.20: Abhängigkeit der Parameter e_1, e_2 in Gleichung (3.28) vom Neigungswinkel γ der Ebene gegen die Horizontale

Zusammenfassend sei gesagt, daß die Anwendung der obigen Formeln zur Momentanwertbestimmung der atmosphärischen Gegenstrahlung problematisch ist. Für reduzierte Genauigkeitsanforderungen der klimatologischen Standortbeschreibung eignen sich die Beziehungen jedoch besser.

Für die detaillierte zeitlich hochaufgelöste Untersuchung des Wärmeübergangs an Absorberelementen ist aus den vorgenannten Gründen eine Messung der Gegenstrahlung unverzichtbar.

3.2.5 Niederschlag

Niederschläge in fester oder flüssiger Form beeinflussen zwar die Energieaufnahme eines Absorberelementes, eine einfache Abschätzung verdeutlicht jedoch ihre untergeordnete Rolle.

Man nimmt zunächst an, daß pro Quadratmeter und Jahr 1000 mm Niederschlag als Regen fallen. Der Regen habe Umgebungstemperatur und werde vollständig um z.B. 5 K abgekühlt. Ferner falle der gesamte Niederschlag während der Betriebszeit des Absorbersystems. Dann wird vom Energieabsorber die Wärmemenge

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{NUTZ}} &= 5 \text{ K} \cdot 1000 \text{ kg/m}^2 \cdot 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\ &\approx 6 \text{ kWh/m}^2 \end{aligned}$$

übertragen. Betrachtet man in Tab. 3.3 allein die Größe der jährlich "angebotenen" Globalstrahlung, so sieht man, daß die Wärmeaufnahme durch Abkühlung von Niederschlag vernachlässigbar ist. Von Belang kann allenfalls die Ansammlung fester Niederschläge in Form von Schnee oder Eis sein, die den konvektiven Wärmeaustausch ebenso behindert wie den Strahlungsaustausch.

3.2.6 Windgeschwindigkeit

Die Größe der Windgeschwindigkeit ist nach Gl. (3.11) wichtig für den Wärmeübergang durch Konvektion und Kondensation.

Zusätzlich spielt die Windrichtung eine Rolle, denn durch sie wird das Windfeld "richtungsabhängig deformiert" bzw. werden die Temperaturverläufe in der Grenzschicht zwischen Absorber und Umgebung von der Windrichtung beeinflusst.

Standardmeßhöhe der Windgeschwindigkeit im Meßnetz des DWD ist 10 m über Grund bzw. über dem nächstgelegenen "Hindernis". Das Windfeld ist nicht nur vertikal veränderlich (diese sogenannten Windprofile variieren je nach Temperaturschichtung und Bodenrauigkeit unterschiedlich mit der Höhe), sondern vor allem in bebauten Gebieten auch horizontal. Die lokalen Verhältnisse der Bebauung und Bepflanzung sowie die Orientierung des Flächenwärmehaushalts zu diesen künstlichen Hindernissen machen eine Prognose der für den Wärmeübergang am Absorber wirksamen Windgeschwindigkeit aus Daten des DWD unmöglich. Diese Daten können lediglich als Anhaltswerte und obere Grenzen aufgefaßt werden. Die Windgeschwindigkeitsverteilung für das Jahr 1973 in Hamburg Sasel zeigt die Abb. 3.21. Der Jahresmittelwert lag bei 3,7 m/s. Neben diesem Wert ist für Systembetrachtungen die Flautendauerstatistik von Interesse.

Zu Problemen der Eichung und der Installation von Anemometern wird im Anhang Stellung genommen.

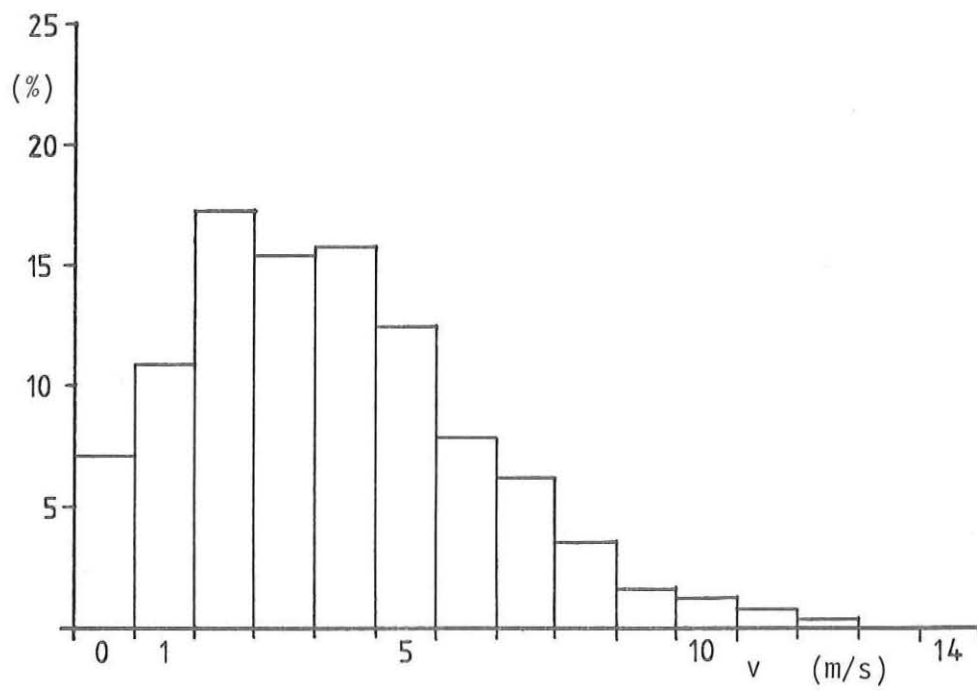


Abb. 3.21: Häufigkeitsverteilung der Windgeschwindigkeit für Hamburg Sassel auf der Basis von Stundenmittelwerten

3.2.7 Luftdruck

In Abschnitt 3.1.7.2 wird die Abhängigkeit der sich auf dem Absorber niederschlagenden Feuchtigkeitsmenge vom atmosphärischen Luftdruck behandelt (Gl. (3.20)). In Abbildung 3.22 ist die Luftdruckverteilung einer Meßstation Jülich dargestellt. Abgesehen von der Höhenkorrektur (minus 1 mb pro 8 m Höhenzunahme von 0 m NN) wird der Normaldruck von 1013 mb bis auf 4 mb erreicht. Man erkennt, daß die Druckwerte insgesamt innerhalb der in Kapitel 3.1.7.2 genannten Grenzen von etwa ± 20 mb variieren.

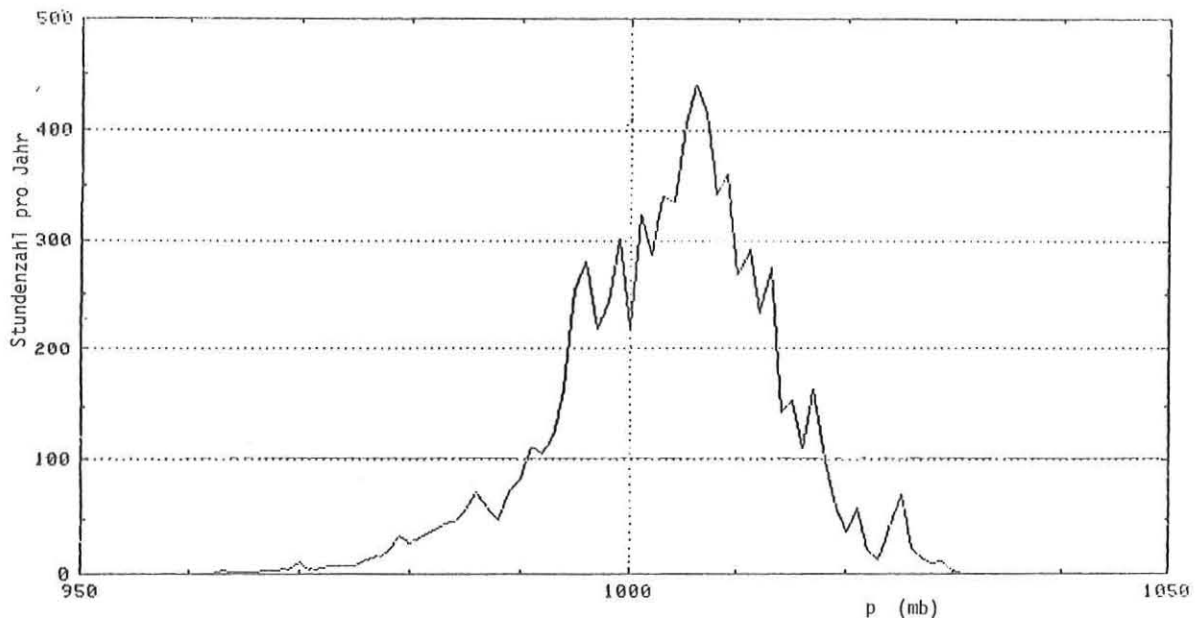


Abb. 3.22: Verteilung des Luftdruckes in Jülich (91 m über NN) für das Jahr 1981 auf der Basis von Stundenmitteln

4 VERSUCHSAUFBAU UND DURCHFÜHRUNG DER MESSUNGEN

Die experimentellen Untersuchungen zur Wärmeübertragung an Absorberelementen wurden an einem für diese Belange entworfenen Teststand durchgeführt /4.1/, der am Kollektortestfeld des Instituts für Kernphysik der KFA Jülich in unmittelbarer Nähe eines 8 m hohen Turmes zur Erfassung der physikalischen Prozesse in der atmosphärischen Bodengrenzschicht (Abb. 4.1, 4.2, /4.2/) aufgestellt wurde. Der Teststand ist in die siedlungsähnliche Struktur der KFA integriert und keinen besonderen Einflüssen in bezug auf den Wärmeübergang ausgesetzt.

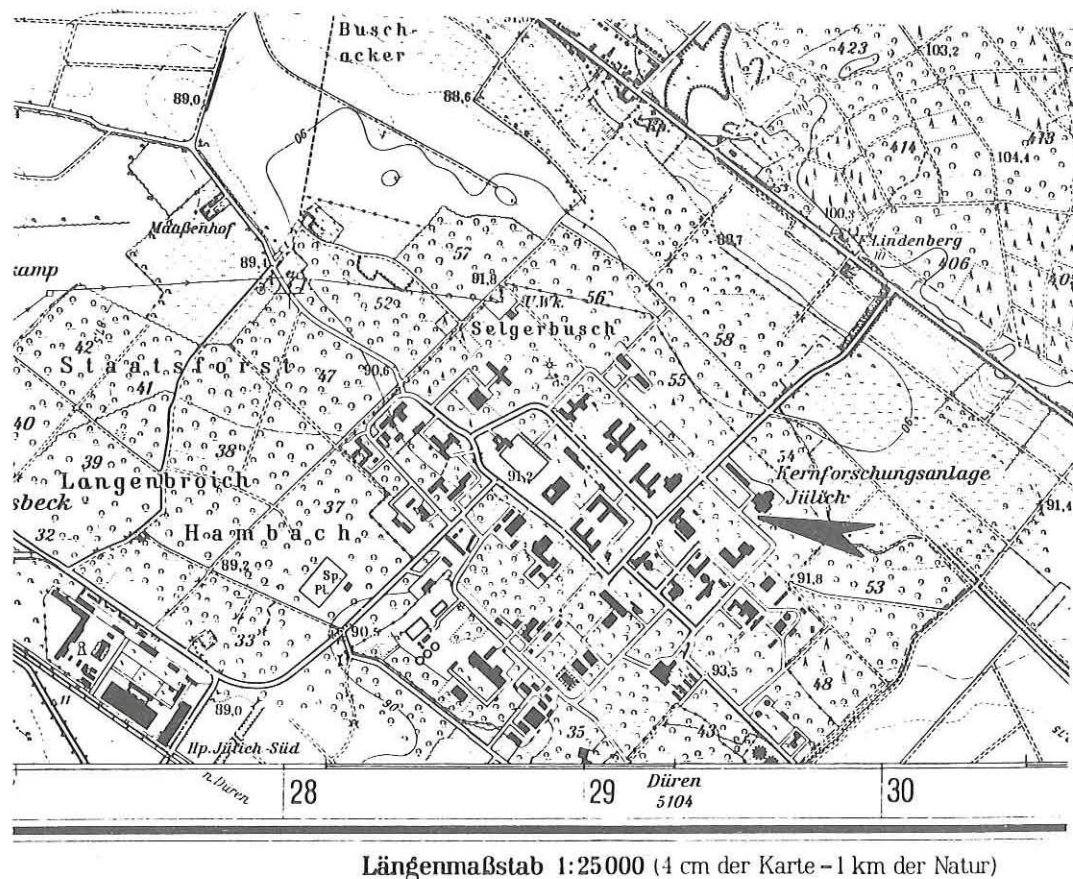



Abb. 4.1: Lage des Meßplatzes innerhalb der KFA /4.3/ 

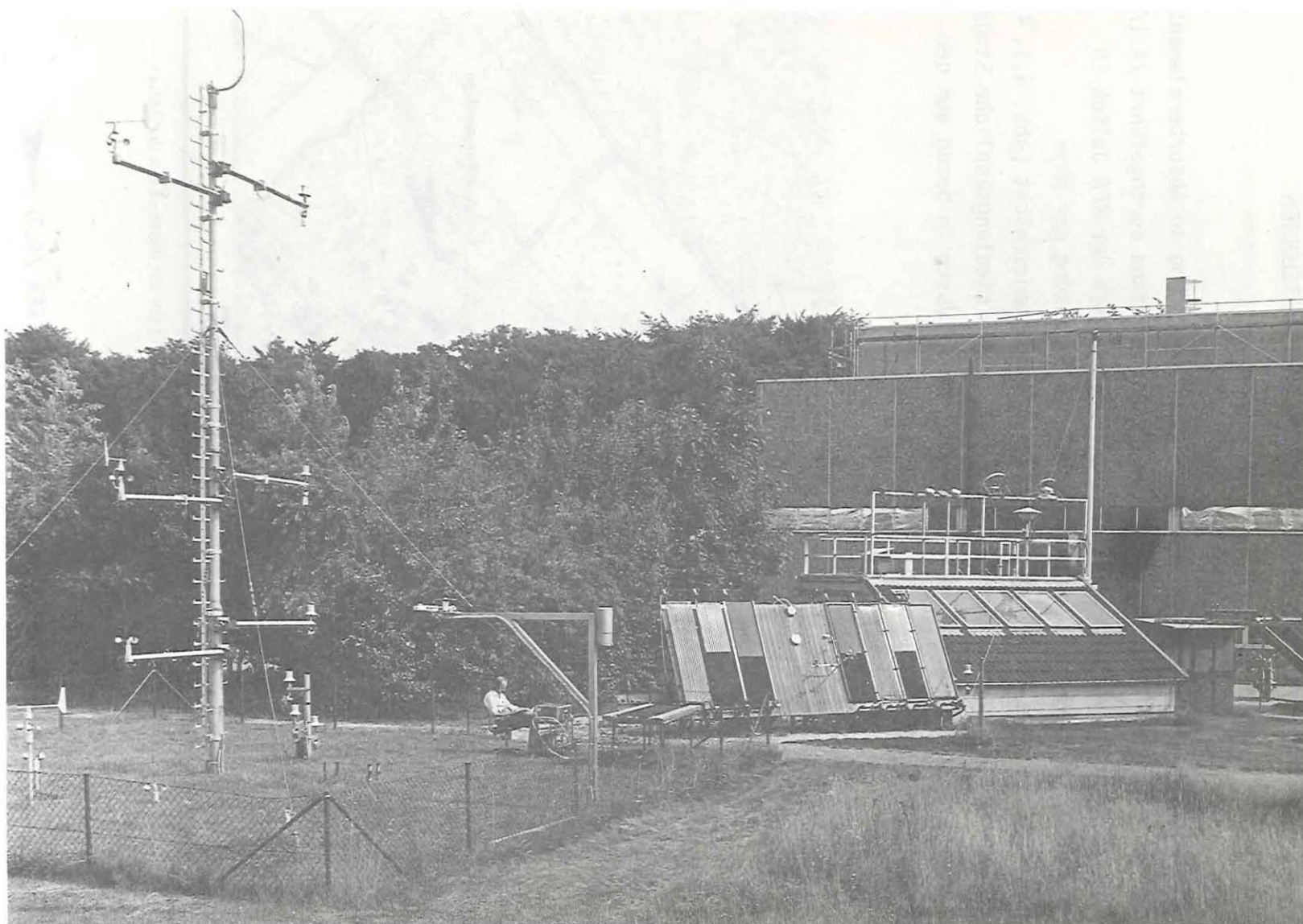


Abb. 4.2: Gesamtansicht des Außenteststandes mit meteorologischem Meßturm

4.1 Beschreibung des Außenteststandes

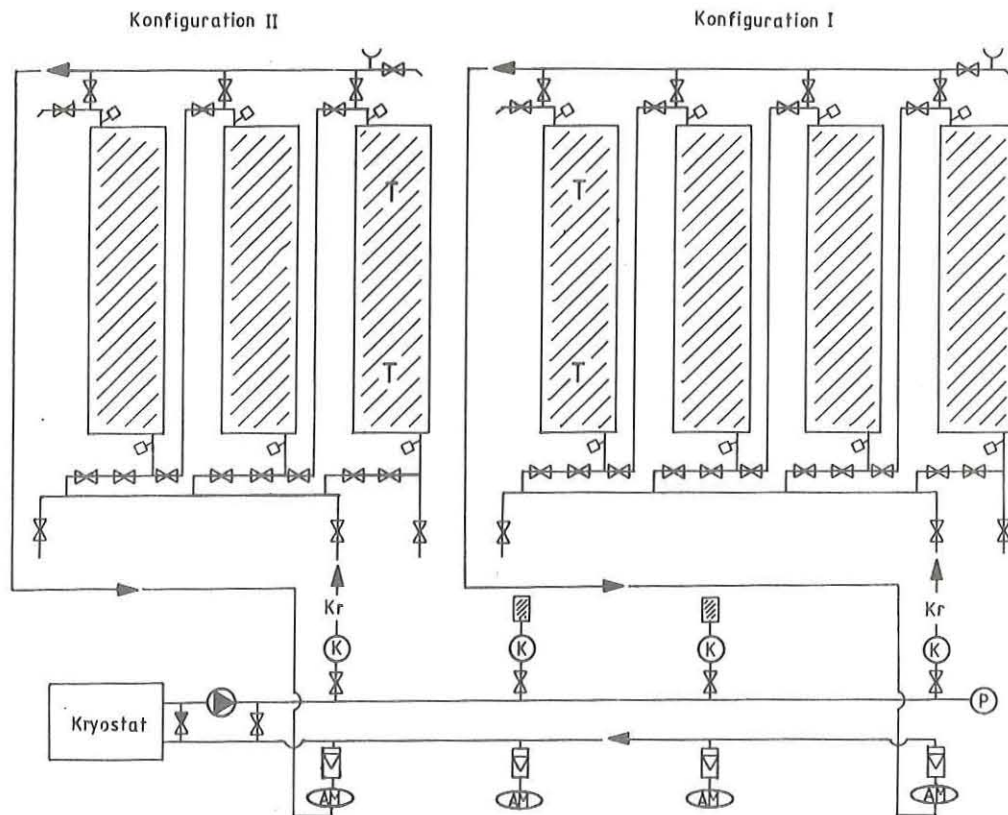



Abb. 4.3: Schaltbild des Absorberteststandes mit 2 angeschlossenen Absorberkreisläufen. Die Anschlußmöglichkeit von 2 weiteren Kreisläufen wird durch das Symbol  angedeutet. Die Konfigurationen I, II sind in Serie geschaltet. Die jeweils zur Mitte hin liegenden Elemente werden unter Leerlaufbedingungen vermessen.
 □ Temperaturmessstelle, K Durchflußkonstanthalter, AM Durchflußmessung, P Manometer, Kr Kryostat

Mit dem Teststand können, wie Abb. 4.3 zeigt, gleichzeitig bis zu vier verschiedene Kreisläufe betrieben werden.

Durch die kombinierte Verwendung fester Kupferrohrleitungen und flexibler Schlauchverbindungen war es in der Testphase jederzeit möglich, die Absorber jeder Konfiguration parallel in Serie oder als Kombination von Parallel- und Serienschaltung zu betreiben.

Für die hier beschriebenen Meßtage sind die Konfigurationen jeweils in Serienschaltung betrieben worden. Dies hatte im wesentlichen zwei Gründe:

- durch die Serienschaltung ist der Massenstrom durch jeden Absorber einer Konfiguration exakt derselbe

- man erhält wegen der unterschiedlichen Arbeitstemperatur der Absorberelemente für eine Installationsform unter den gleichen meteorologischen Bedingungen mehrere Betriebspunkte.

Die Eintrittstemperatur war für alle Kreisläufe gleich. Sie wurde mit Hilfe eines Kryostaten auf einem konstanten Wert gehalten oder konnte auf eine ebenfalls feste Differenz zu einer Führungsgröße wie beispielsweise der Lufttemperatur geregelt werden. Der Kryostat ist mit einem Pufferbad (20 l) ausgestattet und dient als gemeinsame Wärmequelle bzw. -senke der Kreisläufe. Seine Heizleistung beträgt 3 kW, die Kühlleistung steigt von 3 kW bei -10°C auf 4,5 kW bei 10°C .

Der Volumenstrom für die einzelnen Kreisläufe ist separat in den Bereichen 10 – 150 l/h bzw. 30 – 350 l/h regelbar. Die Konstanz eines vorgewählten Volumenstromes wird von einem mechanischen Durchflußkonstanthalter überwacht ($\pm 2\%$), der Volumenstrom selbst wird mit einem Ringkolbenzähler gemessen und auf Rollenzählwerke integriert. Zur elektronischen Meßwerterfassung dient ein Impulsgeber mit einer Auflösung von 0,01 l/puls. Aus Kontrollgründen und zum leichteren Einstellen der Konstanthalter wurde in jedem Kreislauf zusätzlich ein Schwebekörperdurchflußmesser eingebaut.

Als Absorber wurden die schematisch in den Abbildungen 4.4a (nicht selektiv) und 4. 4b (selektiv) dargestellten Elemente aus Stahl bzw. Edelstahl verwendet, die auf Grund der großen durchströmten Fläche und ihrer weitgehend glatten Oberfläche für das Experiment geeignet waren. Die Bevorzugung dieser Absorbertypen der beschriebenen Bauform liegt im einfacheren Vergleich der Wärmeübertragungsmechanismen mit einem mathematischen Modell begründet.

Bei dem nicht selektiven (d.h. schwarzen) Element handelt es sich um einen für den integrierten Einbau zwischen Dachsparren (unter Glasdachpfannen) bestimmten Solarabsorber aus zwei miteinander punktverschweißten Stahlblechen der Fröling GmbH & Co., Typ Solarelement FS 21.

Die breiten seitlichen Befestigungsrippen wurden größtenteils abgeschnitten. Danach ergaben sich folgende technische Daten:

Außenmaße	585 mm x 2000 mm x 20 mm
Gewicht, leer	11,1 kg
Flüssigkeitsinhalt	2,0 l
Absorptionskoeffizient für kurzwellige Strahlung	0,95
Emissionskoeffizient für Infrarotstrahlung	0,86

Bei dem selektiven Element handelt es sich um einen Solarabsorber aus zwei miteinander punktverschweißten Edelstahlblechen der Fa. SEAB GmbH. Die technischen Daten eines Elementes sind angegeben zu:

Außenmaße	500 mm x 2000 mm x 8 mm
Gewicht leer	11,2 kg
Flüssigkeitsinhalt	1,7 l
Absorptionskoeffizient für kurzwellige Strahlung	0,93
Emissionskoeffizient für Infrarotstrahlung	0,12

Die Rückseite der selektiven Absorberkomponenten wurde mit einer nicht selektiv wirkenden schwarzen Farbe bekannter Strahlungseigenschaften beschichtet, da durch ungleichmäßig aufgetragene selektive Beschichtung ein eindeutiges Strahlungsverhalten nicht gewährleistet schien.

Für die vorliegende Arbeit wurden zunächst 2 der 4 Kreisläufe an unterschiedlich installierte Gruppen von Absorbern des nicht selektiven Typs angeschlossen. Die erste Konfiguration besteht aus 4 Elementen, die unter 60° gegen die Horizontale geneigt und südwärts orientiert sind. Die Absorberrückseite ist mit 0,5 cm Polyurethan, 2 cm Styropor und 2 cm Holz isoliert. Ein Absorber wurde vom Testkreislauf getrennt. Hier werden jeweils im oberen und unteren Drittel der Absorberfläche an der Rückseite die Leerlauftemperaturen gemessen (Konfiguration I).

Die zweite Anordnung besteht aus 3 Absorbern (von denen wiederum einer unter Leerlaufbedingungen vermessen wird) in der gleichen Orientierung und Neigung wie die Konfiguration I. Diese Elemente sind mit einem Abstand von ca. 14 cm auf die geneigte Holzwand (Größe insgesamt 2,25 m x 5,75 m) aufgeständert, so daß im Gegensatz zur Konfiguration I Wärmeübertragung auch an der Absorberrückseite stattfinden kann.

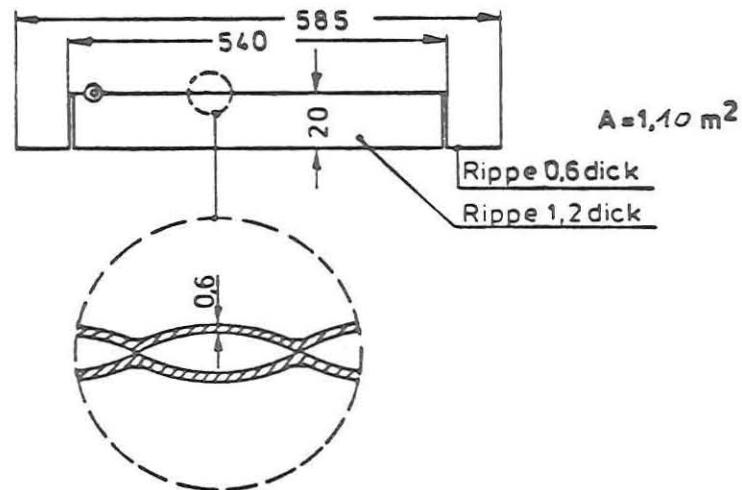
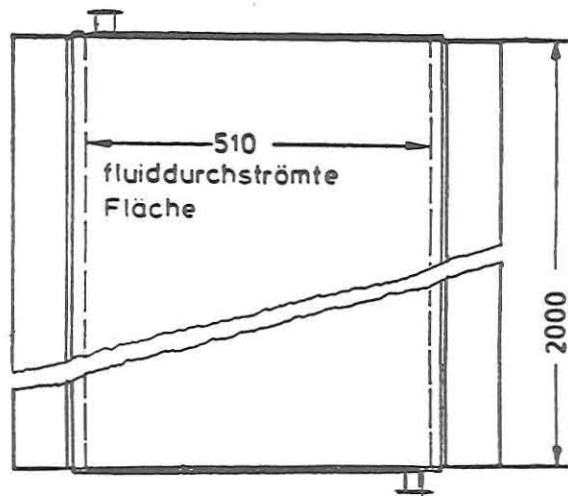


Abb. 4.4 a: Aufbau des untersuchten schwarz beschichteten (nicht selektiven) Absorberelementes der Fa. Fröling GmbH, Typ FS 21

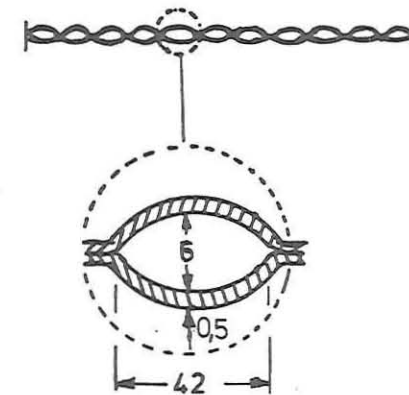
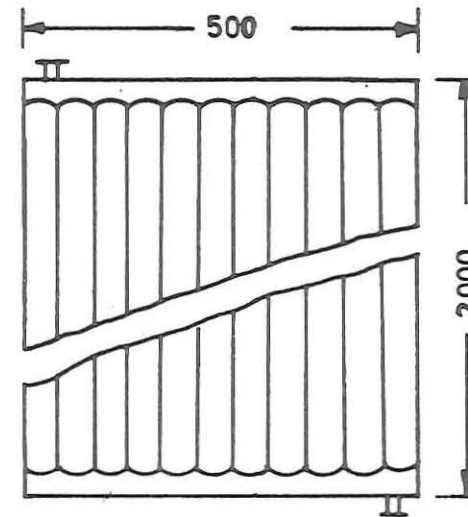


Abb. 4.4 b: Aufbau des untersuchten selektiv beschichteten Absorberelementes der Fa. SEAB GmbH

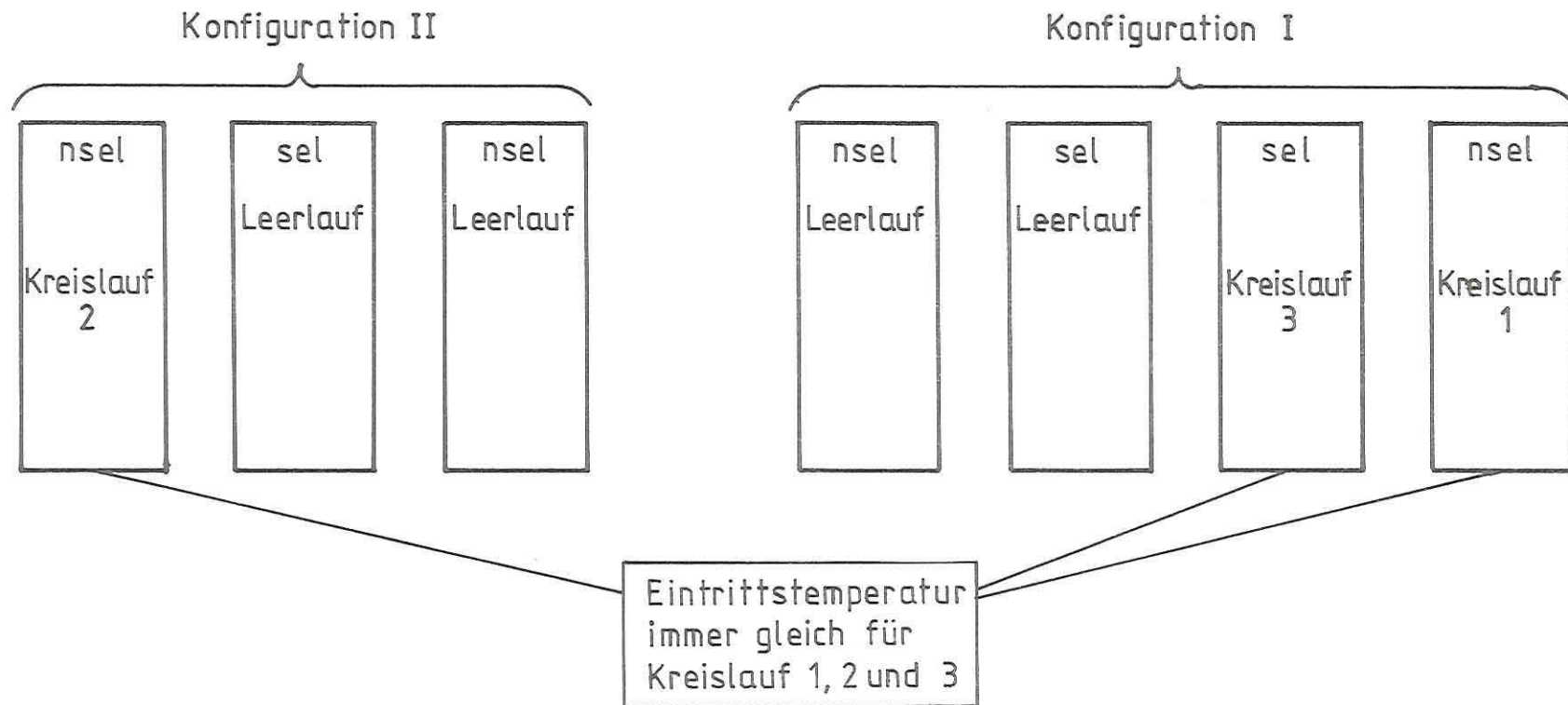


Abb. 4.5: Anordnung der Meßkonfigurationen (I = integriert, II = hinterlüftet) im gemischten Betrieb mit nicht selektiv (nse) und selektiv (sel) beschichteten Absorberelementen

Zu Vergleichsmessungen wurden nach einigen Betriebsmonaten mehrere der schwarzen Absorber beider Konfigurationen durch selektive ersetzt. Das Schalt-schema zum Vergleich selektiv (sel) und nicht selektiv (nsel) beschichteter Absorberelemente ist in Abb. 4.5 skizziert.

Jeweils zwei Tauchhülsen an jedem Absorberein- und -austritt ermöglichen die getrennte Registrierung der Fluidtemperatur auf analoger und Mikroprozessorbasis, beispielsweise zur schnellen Überprüfung der Meßwerte. Über die Registrierung der Eintritts- und Austrittstemperatur jedes Absorbers zusammen mit dem Volumendurchsatz (1 mal pro Konfiguration) konnte jedes Absorberelement für sich bilanziert werden.

4.2 Meßgeräte

Bestimmung des Volumen- und Massenstromes

Die Volumenströme werden von Ringkolbenzählern erfaßt, die in Verbindung mit einem berührungslos arbeitenden Kontaktwerk elektrische Impulse an die elektronische Datenerfassungsanlage abgeben. Um die Vergleichbarkeit der Volumenströme zwischen den einzelnen Kreisläufen sicherzustellen, wurden vor Versuchsbeginn alle Volumenstromzähler in Reihe geschaltet und bei verschiedenen Volumenströmen verglichen. Es ergaben sich keine signifikanten Abweichungen.

Zur Berechnung der vom Absorber aufgenommenen Wärme sind die Volumenströme in äquivalente Massenströme umgerechnet worden. Der bei allen Versuchen verwendete Wärmeträger war eine Mischung aus 60 % Wasser und 40 % Antifrogen N, dessen temperaturabhängige Stoffdaten den Angaben des Herstellers entnommen wurden /4.4/. Wegen der gegenläufigen Temperaturabhängigkeit der Dichte und der spezifischen Wärme ist der Wärmekapazitätsstrom als Produkt von Volumenstrom, spezifischer Wärme und Dichte des Wärmeträgermediums jedoch nur schwach temperaturabhängig.

Temperaturmessung

Da zu erwarten war, daß die Temperaturdifferenz über einen Absorber je nach Betriebsstrategie und meteorologischen Verhältnissen sehr klein werden konnte, mußten an die Meßgenauigkeit der Ein- bzw. Auslaßtemperatur hohe Anforderungen gestellt werden.

Die Platin-Widerstandsthermometer Pt 100 wurden mit einer Toleranzgrenze von 1/10 DIN ($\pm 0,03$ K) verwendet. Zusätzlich wurden die Pt 100 im Temperaturbereich 0 - 60 °C verglichen /4.5/, geeignete Paare zusammengestellt und diese Paare jeweils an einem Absorber installiert. Vergleiche der an die Datenerfassungsanlage angeschlossenen Temperaturfühler zeigten Übereinstimmungen der Paare untereinander von besser als 0,05 K. Der Meßstrom eines jeden Pt 100 Paares war durch die Hintereinanderschaltung der Widerstandsfühler paarweise gleich. Zur Messung der Stillstandtemperaturen wurden Anlegefühler (Pt 100) mit 0,1 K Toleranz ($\cong \frac{1}{3}$ DIN) verwendet, was für die angestrebten Aussagen ausreichend genau ist.

Die Messungen der Lufttemperatur und Feuchttemperatur zur Bestimmung der Feuchtegrößen wird mit einem Psychrometer nach Frankenberger in ca. 1 m Höhe etwa 2 m vor dem Absorberdach durchgeführt. Die Meßgenauigkeit der beiden Temperaturfühler liegt ebenfalls bei 0,1 K.

Zu Zeiten starker Einstrahlung und geringer Windgeschwindigkeit konnte nachgewiesen werden, daß die Lufttemperatur durch die hohen thermischen Strahlungsumsätze in der Nähe der Meßanordnung stark beeinflusst wurde und damit die Temperatur der ungestörten Umgebung nicht mehr als Bezugstemperatur zur Berechnung der konvektiven Wärmeübergänge herangezogen werden konnte. Es wurde daher zusätzlich die Temperatur in unmittelbarer Nähe der Holzwand mit einem nach Frankenberger belüfteten Thermometer gemessen (1/3 DIN). Alle Pt 100 Temperaturfühler waren in Vierleitertechnik installiert.

Globalstrahlung

Die Messung der Globalstrahlung (Spektralbereich 0,3 μm bis 3 μm) erfolgte mit einem Pyranometer der Fa. Eppley, Typ PSP. Das Instrument wurde mit einem im Strahlungsobservatorium in Davos kalibrierten Instrument mehrfach während der Messungen verglichen und der Eichfaktor angepaßt. Das Pyranometer ist zwischen den beiden Absorberkonfigurationen auf der Holzfläche installiert.

Gegenstrahlung

Neben dem Pyranometer wurde ein Pyrradiometer nach Prof. Schulze /4.6/ montiert. Dieses Gerät reagiert zunächst auf den gesamten Strahlungsstrom aus dem über der Absorberebene liegenden Halbraum im Wellenlängenbereich

zwischen $0,3 \mu\text{m}$ und $60 \mu\text{m}$. Im Datenerfassungssystem wird von diesem Meßwert die Globalstrahlung in der Absorberebene subtrahiert und als Resultat die thermische Strahlung des atmosphärischen Halbraumes gespeichert.

Die Fehlermöglichkeiten bei der Messung der Globalstrahlung und der der Gegenstrahlung sind vielfältig. Auf die wesentlichen Punkte wird im Anhang eingegangen.

Windgeschwindigkeit und -richtung

Zur Bestimmung der Windgeschwindigkeit in der Absorberebene wurde eine Anordnung von GILL-Propelleranemometern verwendet, die die Messung der Komponenten des Windvektors in der Absorberebene und senkrecht dazu gestattet. Für jede Komponente wird über eine feste Zeitspanne von 10 Minuten der Mittelwert aus den Einzelmessungen (Momentanwerte) gebildet. Zusätzlich wird der Betrag der Windgeschwindigkeit in der Absorberebene als Mittelwert berechnet.

Ein Schalenstern-Anemometer wurde hinter dem mittleren aufgeständerten Absorber installiert, um die für den konvektiven und latenten Wärmeübergang an der Rückseite der hinterlüfteten Absorber wirksame Windgeschwindigkeit bestimmen zu können. Die Drehebene des Schalensterns liegt in der Mitte zwischen Holzwand und Absorberrückseite. Alle Anemometer wurden am Aerodynamischen Institut der RWTH Aachen im Windkanal kalibriert. Eichkurven sind zusammen mit den Herstellerangaben im Anhang aufgeführt.

Eine Zusammenfassung der verwendeten Meßgeräte und ihrer Genauigkeit geben die Tabellen 4.1 und 4.2. Die Fehlerangaben für die Strahlungsmessungen sind als Richtwerte anzusehen, da die Meßfehler der Größe und Ursache nach für verschiedene Fabrikate unterschiedlich sind und selbst innerhalb einer Produktserie Streuungen zeigen (siehe Anhang).

Tabelle 4.1: Verwendete Meßgeräte und deren Meßfehler

Meßgerät	Meßgröße	Hersteller	eigene Kalibrierung oder Überprüfung	Genauigkeit der Fühler	Auflösung der Daten- erfassung des Momen- tanwertes
Ringkolbenzähler	Volumenstrom	Aqua metro AG	ja	$\pm 2 \%$ auf Meßwert	0,01 l/puls
Temperaturfühler	Fluidtemperatur	Heraeus GmbH	ja	1/10 DIN	0,025 K
Temperaturfühler	Leerlauf- temperatur	"	nein	1/3 DIN	0,025 K
Psychrometer	Lufttemperatur	Lambrecht	nein	1/3 DIN	0,025 K
	Feuchttemperatur				
Anemometer Schalenstern	Windgeschwin- digkeit	Thies	ja	$\pm 0,2$ m/s	$2,2 \cdot 10^{-3}$ m/s
Propeller		Gill	ja	$\pm 0,2$ m/s	$0,88 \cdot 10^{-3}$ m/s
Pyranometer	Globalstrahlung	Eppley	ja	siehe Tabelle 4.2 }	besser $0,1 \text{ W/m}^2$
Pyrradiometer	atmosphärische Gegenstrahlung	Dr. B. Lange	ja		

Tabelle 4.2: Strahlungsmeßgrößen und ihre Fehler. Die Fehlerberechnung erfolgte nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz. ψ_h ist die Zenitdistanz. Die Werte sind als Richtwerte anzusehen.

Meßgröße	$\psi_h < 75^\circ$			$\psi_h > 75^\circ$			nachts		
	Meßwert	Fehler		Meßwert	Fehler		Meßwert	Fehler	
	W/m^2	absolut	relativ	W/m^2	absolut	relativ	W/m^2	absolut	relativ
		W/m^2	%		W/m^2	%		W/m^2	%
Globalstrahlung	700	21	3	50	5	10	-	-	-
Gegenstrahlung	350	30	9	350	10	3	350	10	3

4.3 Datenerfassung und -verarbeitung

Zur Datenaufnahme wurde ein Microprozessor Aided Data Acquisition System (MADAS) /4.7/ verwendet. Sämtliche Meßgeräte werden von zwei 32 Kanal Analog-Digital Konvertern ca. alle 23 s abgefragt und iterativ zu 10 Minuten-Mittelwerten verarbeitet. Nach Ablauf der Mittelungsperiode werden die Zählerkanäle der Durchflußmesser ausgelesen und zusammen mit den übrigen Meßwerten zur Kontrolle auf einem Bildschirmterminal angezeigt sowie auf Magnetbandkassette abgespeichert. Das Speichervolumen ist bei der gewählten Mittelungsperiode von 10 min auf 3,3 Tage begrenzt. Die Inhalte der Kassetten werden in regelmäßigen Intervallen auf das TSS-IBM-System der KFA übertragen. Für jeden Meßtag wird ein Datensatz erstellt und nach Überprüfung auf Magnetband zur Weiterverarbeitung abgespeichert. Den gesamten Datenweg zeigt die Abb. 4.6.

Den Berechnungen der Einzeltemperaturen aus den Meßwiderstandswerten liegt eine lineare Temperaturabhängigkeit des Platinwiderstandes zu Grunde. Korrekturen für quadratische Ansätze sind auf dem weiteren Datenweg möglich /A.1/.

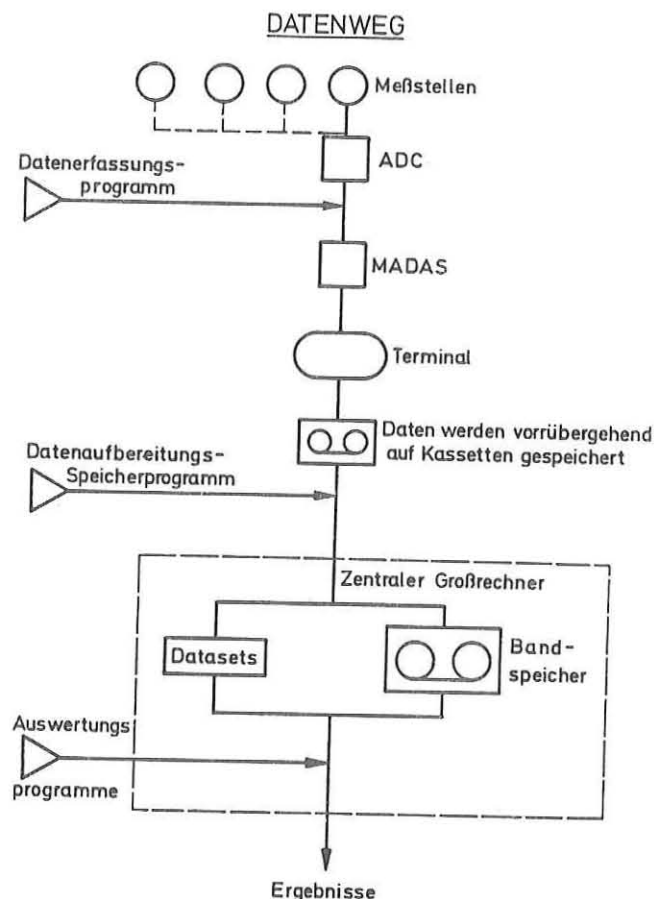


Abb. 4.6: Datenweg am Absorberteststand

Bei der Installation des Teststandes wurde für jeden Kreislauf ein mechanischer Durchflußkonstanthalter eingebaut, so daß der Massendurchsatz hinreichend zeitunabhängig wird. Die Bestimmung der Nutzwärme kann deshalb durch Verwendung von Mittelwerten erfolgen.

$$\dot{Q}_{\text{NUTZ}} = c_F \dot{M} (\bar{T}_a - \bar{T}_e)$$

5 MESSERGEBNISSE

5.1 Ergebnisse der Innenmessungen

Da sich die Wärmeübertragung an einem Energieabsorber bei Außenmessungen durch sehr schnell variierende meteorologische Einflüsse ändert, gibt es selten Meßperioden, in denen quasistationäre Bedingungen vorliegen. Insbesondere können die Windgeschwindigkeit, die Globalstrahlung und die atmosphärische Gegenstrahlung großen und schnell erfolgenden Schwankungen unterliegen.

Aus diesem Grunde wurden einige Versuche als Innenmessung unter quasistationären, kontrollierten Bedingungen durchgeführt /5.1, 5.2/.

Neben der Erprobung verschiedener Methoden zur Leistungsbestimmung an Absorberelementen wurde in Meßreihen die Wärmeübertragung durch Konvektion und thermische Strahlung untersucht. Als besondere Schwierigkeit der Innenmessung erwies sich die Erzeugung eines gleichmäßigen, reproduzierbaren Windfeldes über dem zu vermessenden Absorberelement.

Nach sorgfältigen Messungen und Fehleranalysen wurde der Kanalmessung gegenüber der Freistrahlmethode für flächige Energieabsorber der Vorzug gegeben /5.1/.

Bei Naturkonvektion lagen die aus den Messungen ermittelten Wärmedurchgangskoeffizienten tendenziell über den theoretisch erwarteten. Dieses Ergebnis wird erst dann plausibel, wenn man leichte Luftbewegungen in der Testhalle in Rechnung zieht, die während des Tests nicht völlig ausgeschlossen werden konnten.

Die übrigen Ergebnisse ließen sich im Rahmen der Meßgenauigkeit durch die Gesetze der Wärmeübertragung reproduzieren.

Als Beispiel ist in Abb. 5.1 der durch Naturkonvektion übertragene Wärmestrom an einem senkrecht gestellten Absorberelement in integrierter und hinterlüfteter Montageweise gegenübergestellt /5.1/.

Neben der kalorimetrischen Untersuchung der Wärmeübertragung wurde auch die Temperaturverteilung über einem Absorberelement vermessen.

Inhomogene Flächendurchströmung, tote Ecken und Wärmeleitrippen vermindern den Leistungsumsatz eines Absorberelementes. Um die Gesamtheit der Minderungsfaktoren zu erfassen, ist es sinnvoll, einen Flächenwirkungsgrad ana-

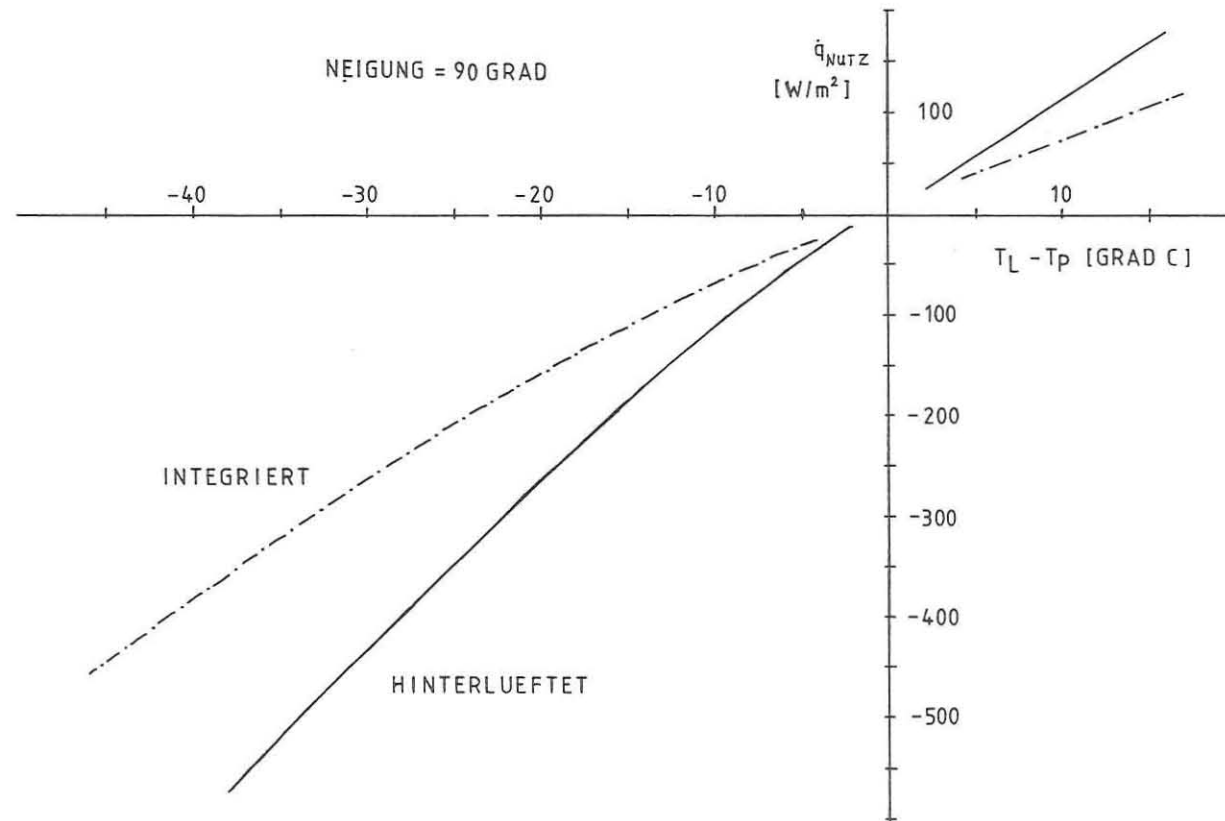


Abb. 5.1: Vergleichende Darstellung des übertragenen Wärmestromes an einem hinterlüfteten und einem integrierten Absorber-element bei Naturkonvektion /5.1/.

log dem Rippenwirkungsgrad zu ermitteln, der die Güte des Absorberelementes bezogen auf ein ideal durchströmtes Element angibt.

In Abb. 5.2 ist die Verteilung der Oberflächentemperaturen für das verwendete schwarze Absorberelement bei einer Verlustmessung dargestellt.

Die planimetrische Auswertung des Isothermenfeldes ergibt für den durchströmten Teil einen Flächenwirkungsgrad von $\eta_{\text{eff}} = 0,91$.

Der Verlauf des Isothermenfeldes kann dem Konstrukteur bereits Hinweise zur Produktverbesserung geben. Im vorliegenden Fall wäre eine Steigerung des Flächenwirkungsgrades beispielsweise durch Erweiterung des Sammel- und Verteilungskanals an der Ober- bzw. Unterkante des Elementes möglich.

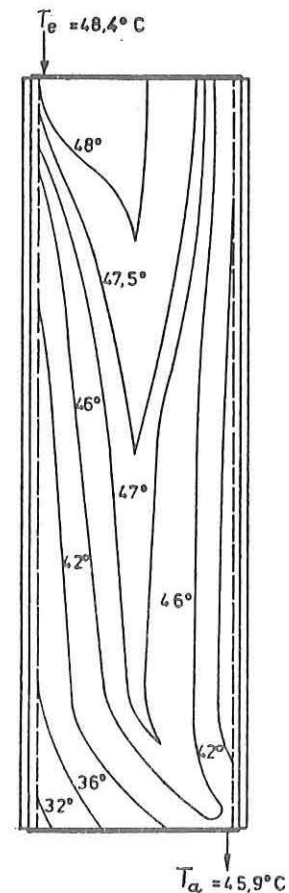


Abb. 5.2:

Temperaturverteilung auf dem fluiddurchströmten Teil des Absorbers

5.2 Ergebnisse der Außenmessungen

Die Gesamtheit der Einflußgrößen, die die Nutzwärmeabgabe eines Energieabsorbers bestimmen, lassen sich drei verschiedenen Gruppen zuordnen:

- Konstruktions- und Materialeigenschaften des Energieabsorbers (z.B. Absorptionsvermögen, Emissionsvermögen, Wärmeleitflächenanteil der Gesamtfläche, Wärmedurchgangszahl des Absorbermaterials);
- Betriebsstrategie als Folge der Systemauslegung (z.B. Massendurchsatz des Wärmeträgermediums, Einlaßtemperatur, kontinuierlicher - oder getakteter Wärmeentzug);
- meteorologische Umgebungsgrößen (z.B. Lufttemperatur und Feuchte, Windgeschwindigkeit und -richtung, Globalstrahlung, atmosphärische Gegenstrahlung).

Die Konstruktions- und Materialeigenschaften sind aus Herstellerangaben bekannt oder wurden in Einzelmessungen bestimmt (Kap. 5.2.2).

Die Bestimmungsdaten der Betriebsstrategie wurden als freie Versuchsparameter gewählt, in technisch sinnvollen Grenzen variiert und zusammen mit den meteorologischen Meßgrößen kontinuierlich aufgezeichnet.

5.2.1 Bestimmung des Absorptionsvermögens der nicht selektiven Energieabsorber

Um den Herstellerwert zum Absorptionsvermögen der kurzwelligen Strahlung ($\alpha = 0,95$) zu überprüfen, wurde jeweils die untere Hälfte der Leerlaufabsorber mit einer Referenzfarbe versehen, deren optisches Verhalten bekannt ist.

Bei bestimmten Witterungen kann dann aus der Differenz der Leerlauftemperaturen beider Absorbersegmente auf deren Absorptionsvermögen geschlossen werden.

Zur Erläuterung des methodischen Ansatzes wird Gl.(3.8) umgestellt:

$$\alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^* = k_{a_\infty} (T_A - T_L)$$

Für annähernd gleichen Emissionsgrad von Referenzfarbe und Absorberbeschichtung gilt näherungsweise bei niedrigem \dot{L}^* :

$$\frac{\partial \alpha}{\partial T_A} \approx \frac{k_{a_\infty}}{\dot{G}}$$

Für kleine Differenzen gilt:

$$\Delta \alpha \approx \frac{k_{a_\infty}}{\dot{G}} \Delta T_{A_\infty}$$

mit

$\Delta \alpha$ Differenz des Absorptionsvermögens zwischen Referenzfarbe und Absorberbeschichtung

ΔT_{A_∞} Differenz der Leerlauftemperaturen zwischen Referenzfarbe und Absorberbeschichtung als Folge des unterschiedlichen Absorptionsvermögens

Eine verbesserte Methodik sowie die meßtechnische Umsetzung des Verfahrens zur Bestimmung des Absorptionsvermögens mit Hilfe einer Referenzfarbe wird in /5.3/ beschrieben.

5.2.2 Windfeldmessung am Gesamtteststand

Durch die getrennte Vermessung der Windkomponenten in der Absorberdachebene konnte festgestellt werden, daß Luftbewegung in der Absorberebene beinahe ausschließlich in West-Ost-Richtung auftrat. Dieses dürfte durch die Südorientierung der simulierten Dachfläche und die Windrichtungsverteilung bedingt, und nicht auf andere Flächenorientierungen übertragbar sein. Bereits in Kap. 3.1.7 wurde die Abhängigkeit des Wärmeübergangs von der Plattenlänge behandelt, die auf der Entwicklung der Grenzschicht mit zunehmender Plattenlänge beruht. Wegen der o.g. Strömungsverhältnisse am Gesamtteststand wurde in einer Einzelmessung die Windgeschwindigkeit in den verschiedenen Absorberfeldern gemessen und mit der mittigen Dauermessung für typische Windlagen verglichen. Dabei konnte nachgewiesen werden, daß tendenziell an der windzugewandten Testfeldkante ein ca. 10 % höherer und an der windabgewandten Testfeldkante ein ca. 10 % niedrigerer Mittelwert der Windgeschwindigkeit bezogen auf die mittige Dauermessung zu erwarten ist. Wegen der großen Streuung der Einzelmessungen ist dieses Ergebnis nur eine Näherung an die wirkliche Windverteilung.

5.2.3 Messergebnisse zu Leerlauftemperaturen

Aus sicherheits- und betriebstechnischen Gründen ist es notwendig, die maximal auftretenden Temperaturen eines Anlagenteils zu kennen (vgl. /5.3/). Die höchsten Leerlauftemperaturen sind lt. Gl. (3.8) bei hohen Globalstrahlungsintensitäten und ruhender Luft zu erwarten.

Die höchsten Leerlauftemperaturen, die registriert wurden, sind in Tab. 5.1 zusammengestellt.

Erwartungsgemäß treten die höchsten Leerlauftemperaturen am selektiv beschichteten Energieabsorber auf. Dies wird durch die verminderten thermischen Strahlungsverluste verursacht.

Auch in klaren Nächten, in denen die Oberflächentemperatur des nichtselektiven Leerlaufabsorbers durch die negative thermische Strahlungsbilanz unter die Lufttemperatur abgesenkt wird, behält der selektiv beschichtete Leerlaufabsorber nahezu die Lufttemperatur.

In Abb. 5.3 sind die gemessenen Leerlauftemperaturen des nichtselektiven und selektiven Energieabsorbers in integrierter Montageweise vergleichend dargestellt (siehe dazu meteorologische Daten, Kap. 5.2.4.3, Abb. 5.8).

Tabelle 5.1: Am 6.8.1982 gemessene maximale Leerlauftemperaturen. Diese Werte ergaben sich bei einer Globalstrahlung in Absorberebene von 920 W/m^2 , einer mittleren Windgeschwindigkeit* von $0,86 \text{ m/s}$ und einer Lufttemperatur von 24°C .

* Anmerkung: Der Wert ist um die Anlaufgeschwindigkeit des Anemometers korrigiert.

Absorbertyp, Montageweise	Leerlauf- temperatur $^\circ\text{C}$
nicht selektiv integriert	76
nicht selektiv hinterlüftet	56
selektiv integriert	95
selektiv hinterlüftet	63

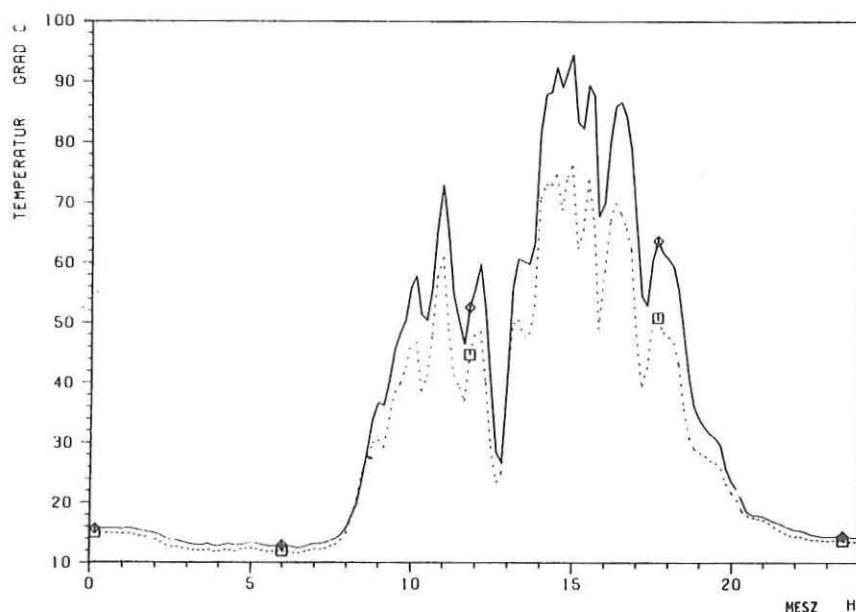


Abb. 5.3: Tagesverläufe gemessener Leerlauftemperaturen integrierter Energieabsorber (6.8.1982)

--- nichtselektives Element
— selektives Element

5.2.4 Kalorimetrische Außenmessungen

5.2.4.1 Fehlerabschätzung zu den kalorimetrischen Außenmessungen

Der vom Wärmeträgermedium beim Durchströmen eines Absorberelementes aufgenommene Nutzwärmestrom

$$\dot{Q}_{\text{NUTZ}} = \dot{M} c_F \theta_a = \dot{V} \rho c_F \theta_a$$

setzt sich aus Stoffgrößen (ρ , c_F) und Meßgrößen (\dot{V} , $\theta_a = T_a - T_e$) zusammen. Die Stoffgrößen werden aus den Datenblättern der Hersteller übernommen. Die Fehlerbetrachtung erfolgt nur für die Meßgrößen.

Aufgrund der Paarung der Pt 100 Temperaturfühler (1/10 DIN) kann die Genauigkeit der Temperaturmessung zusammen mit dem Digitalisierungsfehler der Datenerfassungsanlage mit $\Delta\theta_a < \pm 0,1$ K beziffert werden. Der Meßfehler des Volumendurchsatzes kann laut Herstellerangaben für den in Frage kommenden Meßbereich mit ± 2 % des Meßwertes angegeben werden. Eigene Überprüfungen bestätigen diesen Wert. Der relative kalorische Meßfehler ergibt sich damit zu

$$\frac{\Delta\dot{Q}_{\text{NUTZ}}}{\dot{Q}_{\text{NUTZ}}} = \pm \sqrt{(0,02)^2 + \left(\frac{0,1 \text{ K}}{\theta_a}\right)^2}$$

Die graphische Darstellung in Abb. 5.4 zeigt, daß für sinkende Temperaturdifferenzen zwischen Absorberein- und -auslaß der relative Meßfehler stark anwächst.

Durch Senkung des Volumenstroms ist jedoch in vielen Fällen eine Anhebung der Temperaturdifferenz und damit eine Verminderung des relativen Fehlers möglich.

Der absolute kalorische Meßfehler beträgt

$$\Delta\dot{Q}_{\text{NUTZ}} = \pm \dot{M} c_F \sqrt{(0,02 \theta_a)^2 + (0,1 \text{ K})^2}$$

Die genaue Betrachtung dieser Gleichung zeigt, daß im typischen Arbeitsbereich der Meßfehler hauptsächlich durch die Temperaturmessung verursacht wird.

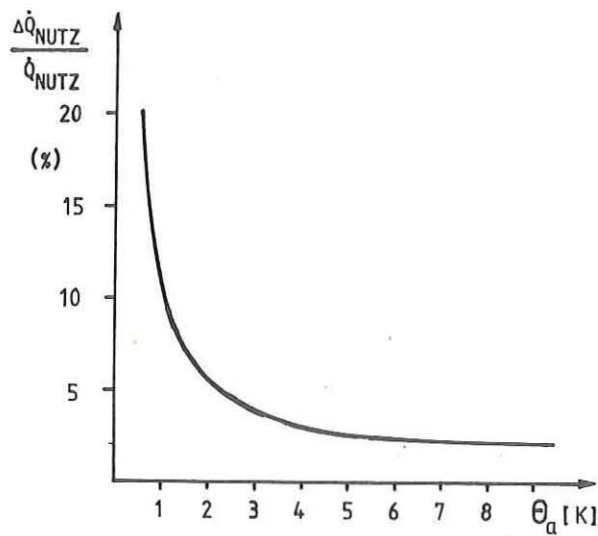


Abb. 5.4: Relativer Fehler der Enthalpiedifferenz als Funktion der Fluiderwärmung θ_a im Absorberelement

Näherungsweise gilt für $\theta_a < 8$ °K:

$$\Delta \dot{Q}_{\text{NUTZ}} = \pm 0,122 \dot{V}$$

mit $\Delta \dot{Q}_{\text{NUTZ}}$ in W,

\dot{V} in l/(h m²)

Für flächenspezifische Volumendurchsätze (Wasser) von 30 - 100 l/(h m²) muß also mit kalorischen Meßfehlern in der Größe von 4 - 12 W/m² gerechnet werden.

Eine Übersicht der Meßfehler der Einzelgeräte gibt Tab. 4.1.

5.2.4.2 Gemessene Nutzwärmeabgaben nichtselektiver Energieabsorber für ausgewählte Tagesverläufe

Die in diesem Kapitel behandelten Tagesverläufe sind unter dem Gesichtspunkt möglichst unterschiedlicher Betriebszustände ausgewählt worden. Die hier dargestellten Tagesverläufe der Nutzleistung einzelner Absorberelemente wurden mit Hilfe von Simulationsrechnungen analysiert, die eine Aufschlüsselung der Einzelbeiträge der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen zur gemessenen Nutzleistungsabgabe ermöglichen (siehe Kap. 6.2).

Die drei ausgewählten Tagesverläufe lassen sich durch folgende Wetter- und Betriebsbedingungen grob charakterisieren:

Tabelle 5.2: Charakteristika der behandelten Tagesverläufe

	Datum	Meteorologische Daten				Betriebsdaten	
		\bar{T}_L	$\bar{\varphi}$	\bar{V}_W	$\int \dot{G}$	\bar{T}_e	\bar{V}
		°C	%	m/s	kWh/m ²	°C	l/h
1. schöner Tag	4.08.81	21,5	77	0,3	5,5	var.	30/43
2. fluktuierende Einstrahlung im Tagesverlauf	11.10.81	8,9	82	2,2	1,9	2.	32/40
3. bedeckt	1.11.81	12,5	94	1,3	0,2	1,5	80/89

Bei der Darstellung der Meßdaten wurde bewußt auf die im Tagesverlauf gesammelte Gesamtenergie verzichtet, da diese Größe wie bereits in Abschnitt 4.2 erwähnt von der systembedingten Betriebsstrategie abhängt.

Die wirksamen Flächen ($A \cdot \eta_{\text{eff}}$) der hier dargestellten Energieabsorber betrugen

- | | | |
|----|--------------------------------|-------------------------------------|
| a) | integrierter Energieabsorber | $A_{\text{eff}} = 0,86 \text{ m}^2$ |
| b) | hinterlüfteter Energieabsorber | $A_{\text{eff}} = 1,06 \text{ m}^2$ |

Abb. 5.5: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 4.8.1981
 a: Temperaturen
 b: Windgeschwindigkeit
 c: Feuchte
 d: Strahlungsdaten

Der Tagesgang der meteorologischen Größen ist am 4.8.1981 kaum durch Bewölkung gestört und durch folgende Merkmale charakterisiert:
 Die Globalstrahlung ist im Tagesverlauf nahezu sinusförmig. Zeitversetzt zur Globalstrahlung (60° Süd) beschreibt die atmosphärische Gegenstrahlung (unter 60° gegen die Horizontale nach Süden geneigt) eine ungestörte Wellenbewegung mit dem Minimum bei Sonnenaufgang und einem breiten Maximum nach Mittag. Eine annähernd gleiche zeitliche Änderung erfährt die Umgebungstemperatur. Das Maximum ist hier jedoch wesentlich schärfer ausgeprägt. Die Differenz des Taupunktes zur Umgebungstemperatur ist ein (nichtlineares) Maß der relativen Feuchte. Bei nahezu gesättigter Luft ist ein Absinken des Taupunktes nur durch Taufall am Erdboden oder – was bei den geringen Windgeschwindigkeiten während der Morgenstunden unwahrscheinlich ist – durch Advektion kälterer Luftmassen möglich. Kurz nach Sonnenaufgang wurde dann vermutlich ein Teil der Strahlungsbilanz dazu benutzt, neben der Erhöhung der Lufttemperatur auch den Feuchtegehalt der Luft durch Verdunstung der Tau- und Bodenfeuchte zu erhöhen. Mit steigender Windgeschwindigkeit führt die erhöhte mechanische Turbulenz zu einer besseren Durchmischung der Bodengrenzschicht, so daß in Meßhöhe die absolute Feuchte wieder leicht abnimmt.

Abb. 5.5: e, f, g, h
 Kalorimetrische Meßdaten vom 4.8.1981
 e, f: Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des integrierten Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 43 l/h
 g, h: Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des hinterlüfteten Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 30 l/h

Die Einlaßtemperatur ist in drei Tagesabschnitten konstant. Die Auslaßtemperatur liegt in den Morgenstunden unterhalb der Einlaßtemperatur (Wärmeverluste). Mit Sonnenaufgang folgt die Auslaßtemperatur dann dem Verlauf der Globalstrahlung. Die nächtlichen Energieverluste am integrierten Energieabsorber sind kleiner als am hinterlüfteten Element. Die Energiegewinne während der Tagesstunden weisen zwischen beiden Elementen aufgrund der verschiedenen Volumenströme kaum einen Unterschied auf.

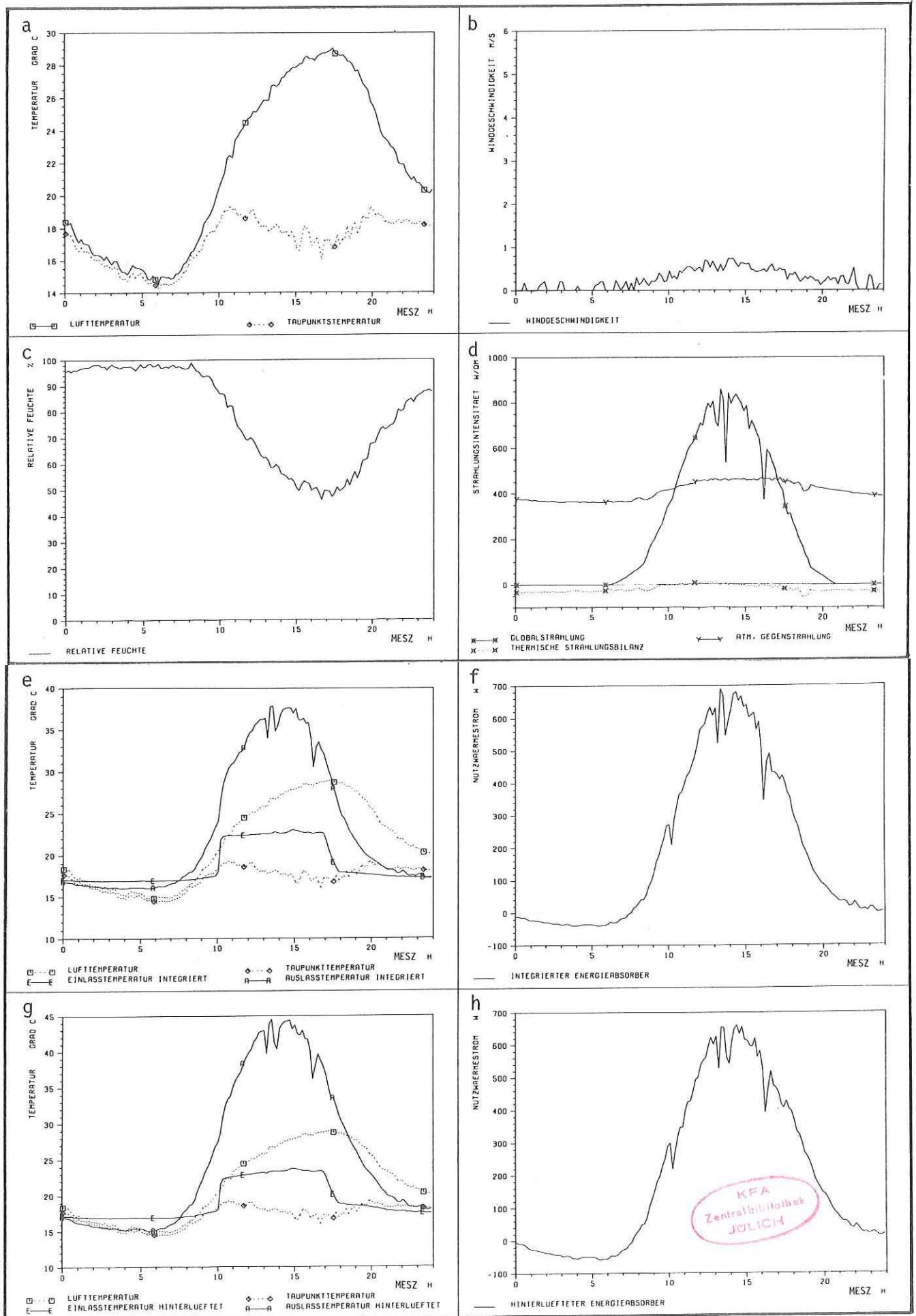


Abb. 5.6: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 11.10.1981
 a: Temperaturen
 b: Windgeschwindigkeit
 c: Feuchte
 d: Strahlungsdaten

Am 11.10.1981 ist bis ca. 11.00 Uhr eine dichte Wolkendecke vorhanden, die im weiteren Tagesverlauf mit einigen Unterbrechungen abgebaut wird und in den Nachtstunden zum 12.10. vollständig verschwunden ist. Diese Information folgt unmittelbar aus den Tagesgängen der Globalstrahlung und der atmosphärischen Gegenstrahlung. Die relative Feuchte beträgt bis zum Mittag fast immer mehr als 90 % und nimmt erst zum Nachmittag nach dem Regenschauer um 11.00 Uhr auf 70 % ab. Die gemessene Windgeschwindigkeit unterschreitet während des gesamten Tages nicht den Wert 1 m/s. Die Maxima liegen oberhalb von 3 m/s.

Abb. 5.6: e, f, g, h
 Kalorimetrische Meßdaten vom 11.10.1981
 e, f: Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des integrierten
 Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 32 l/h
 g, h: Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des hinterlüfteten
 Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 40 l/h.

Die Einlaßtemperatur in beiden Absorbern liegt während des gesamten Tages unter der Lufttemperatur und ist nahezu konstant. Beide Absorber weisen im gesamten Tagesverlauf Nutzenergiegewinne auf, die zu Zeiten hoher Globalstrahlung vom Strahlungsprofil dominiert werden. Die Energiegewinne in den Abendstunden werden mit sinkender Temperaturdifferenz zwischen Einlaßtemperatur und Taupunkt geringer als in den Morgenstunden.

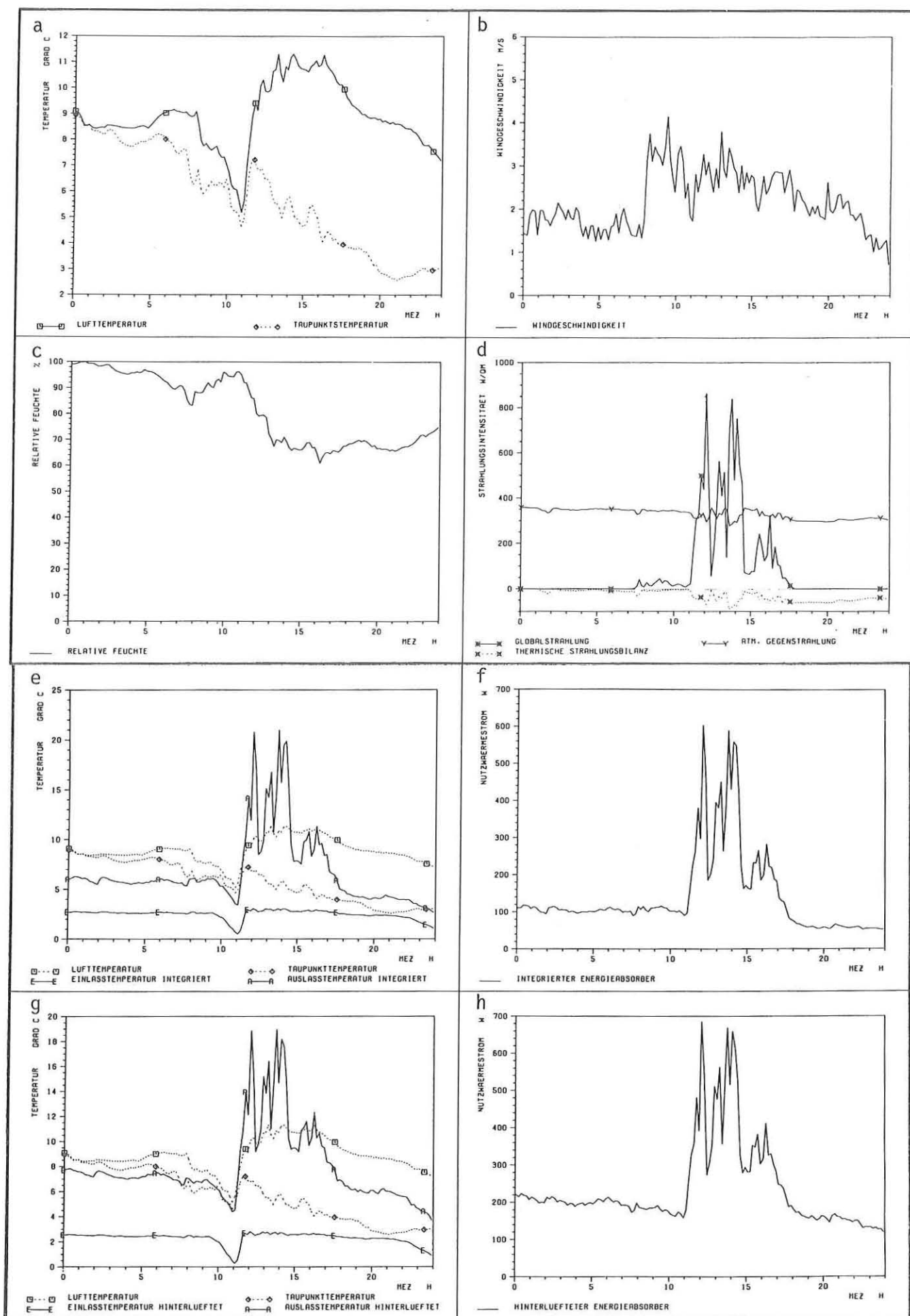
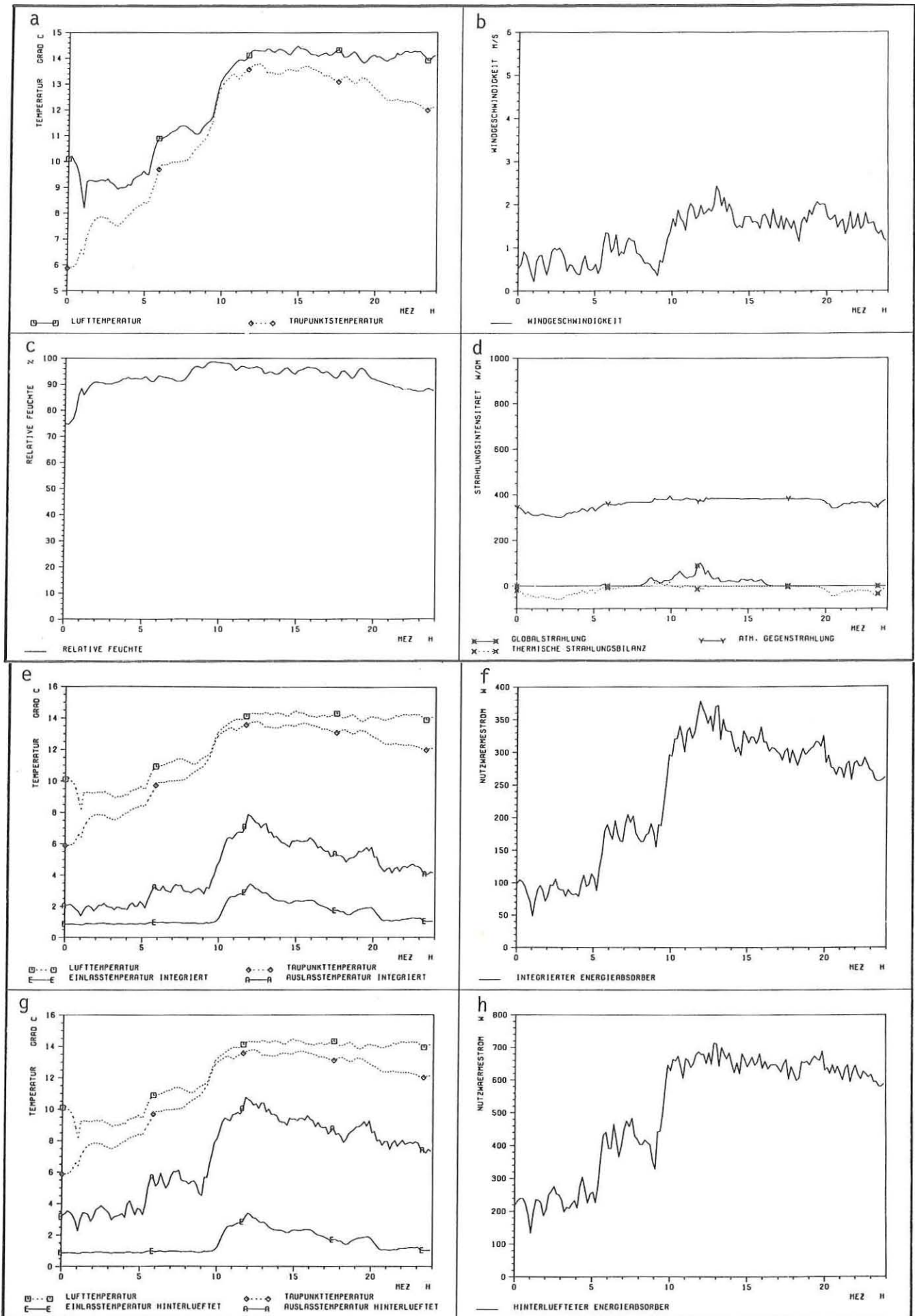


Abb. 5.7: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 1.11.1981
 a: Temperaturen
 b: Windgeschwindigkeit
 c: Feuchte
 d: Strahlungsdaten

Am 1.11.1981 herrschte, abgesehen von den ersten 5 Nachtstunden, durchweg eine dichte Bewölkung am Meßort. Die Globalstrahlung erreichte maximal Werte von 100 W/m^2 . Die atmosphärische Gegenstrahlung bewegte sich bis auf die klareren Nachtstunden auf einem Niveau von etwa 350 W/m^2 . Gemessene Windgeschwindigkeiten im Bereich von $0,8 \text{ m/s}$ vor 9.00 Uhr stiegen auf Werte um $1,8 \text{ m/s}$ bis zum Tagesende an. Einen ähnlichen Verlauf zeigte die Umgebungstemperatur, die von 9°C auf $\sim 14^\circ\text{C}$ anstieg und der Taupunkt, der von 6 bis 10 Uhr auf ca. $13,5^\circ\text{C}$ anstieg, wie es der nahezu konstanten relativen Feuchte entspricht.

Abb. 5.7: e, f, g, h
 Kalorimetrische Meßdaten vom 1.11.1981
 e, f: Temperaturen und Nutzwärmeabgabe
 des integrierten Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 80 l/h
 g, h: Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des
 hinterlüfteten Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 89 l/h

Von den bisher betrachteten Meßtagen weist der 1.11. die größte Temperaturdifferenz zwischen Absorber und Umgebung auf. Sie beträgt im Extremfall bis zu 13 K . Die gemessenen Energiegewinne liegen zwischen 0.00 und 5.00 Uhr auf "konstantem" Niveau. Mit Taupunkt, Lufttemperatur und Gegenstrahlung wächst bei nahezu unveränderten Windverhältnissen die Energieaufnahme (die Einlaßtemperatur ist während dieser Phase konstant), und sie erfährt dann ab 9.00 Uhr mit nochmals um je ca. $2,5 \text{ K}$ steigender Taupunkts- und Lufttemperatur und von ca. 1 m/s ansteigender Windgeschwindigkeit eine erneute Steigerung. Die Gegenstrahlung ändert sich um weniger als 80 W/m^2 (beachte die unterschiedlichen Ordinatenmaßstäbe).



5.2.4.3 Gemessene Nutzwärmeabgaben selektiver Energieabsorber für ausgewählte Tagesverläufe

In diesem Kapitel werden die Meßergebnisse zweier Tagesverläufe dargestellt. Die Aufschlüsselung der Nutzwärmeabgaben in Einzelbeiträge der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen wird im Kap. 6.2 durchgeführt.

Tabelle 5.3: Charakteristika der behandelten Tagesverläufe

	Datum	Meteorologische Daten				Betriebsdaten	
		\bar{T}_L °C	$\bar{\varphi}$ %	\bar{V}_W m/s	$\int \dot{G}$ kWh/m ²	\bar{T}_e °C	\bar{V} l/h
1. Fluktuierende Einstrahlung	6.8.81	18.9.	81	0,3	4,6	$T_L - 9$	75/60
2. bedeckt, windig	21.8.81	13.9.	86	1,3	1,2	$T_L + 2$	27/35

Die wirksame Fläche betrug beim integrierten sowie beim hinterlüfteten (nur einseitig selektiv beschichteten) Energieabsorber $A_{\text{eff}} = 0.92 \text{ m}^2$. Eine Besonderheit der selektiv beschichteten Oberflächen trat bei Kondensatbildung auf. Während die schwarz beschichteten (nicht selektiven) Oberflächen von einem zusammenhängenden Kondensatfilm vollständig benetzt waren, bildete sich auf den selektiv beschichteten Flächen Tropfenkondensation aus (vgl. Abb. 5.8).

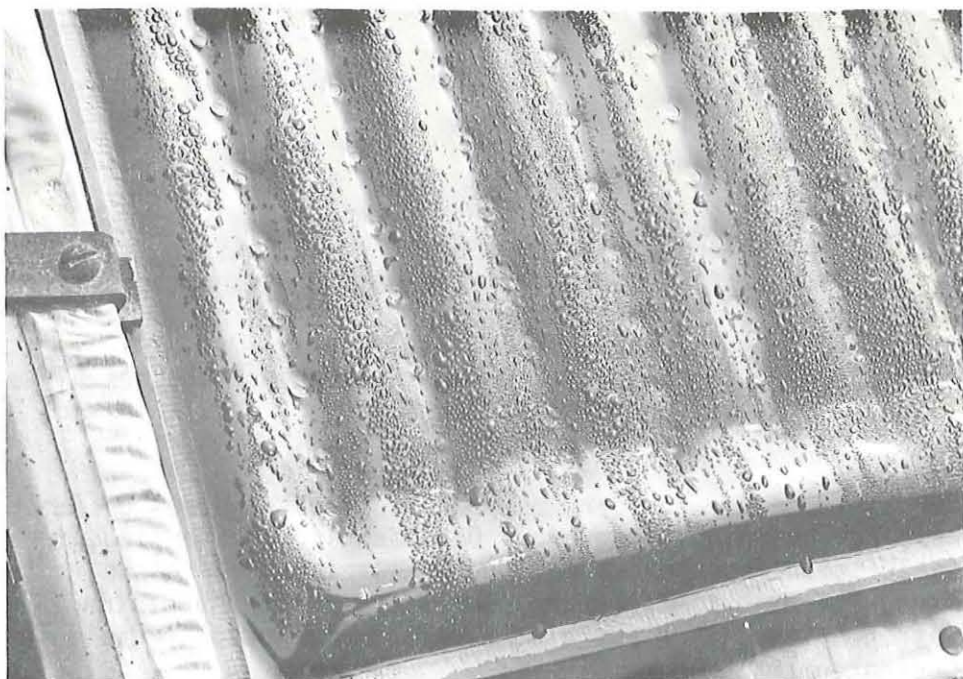


Abb. 5.8: Tropfenkondensation am selektiven Energieabsorber

Abb. 5.9: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 6.8.1982
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlungsdaten

Am 6.8.1982 ist der Tagesverlauf der Globalstrahlung am Vormittag mehr und am Nachmittag weniger durch Bewölkung beeinflusst. Der Spitzenwert von über 900 W/m^2 brachte bei der gleichzeitig wie im ganzen übrigen Tagesgang vorherrschenden geringen Windgeschwindigkeit von ca. $0,5 \text{ m/s}$ die höchsten bisher gemessenen Leerlauftemperaturen (siehe Tab. 5.1). Der zeitliche Verlauf der Gegenstrahlung ist, wie schon im vorigen Kapitel erwähnt wurde, meist entgegengesetzt zum Verlauf der Globalstrahlung, während sich die relative Feuchte entgegengesetzt zum Temperaturverlauf verändert.

Abb. 5.9: e, f, g, h
 Kalorimetrische Meßdaten vom 6.8.1982
 e, f) Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des integrierten Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 75 l/h
 g, h) Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des hinterlüfteten Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 60 l/h

Die Einlaßtemperatur der Absorber liegt während des gesamten Tages unterhalb der Umgebungstemperatur. Die nächtlichen Energiegewinne liegen beim hinterlüfteten Absorber um ca. den Faktor 1,5 höher als beim integrierten Element. Auf beiden Absorbern kondensiert in den Nachtstunden Wasserdampf, was zu zusätzlichen Energiegewinnen führt (beachte die unterschiedlichen Ordinatenmaßstäbe).

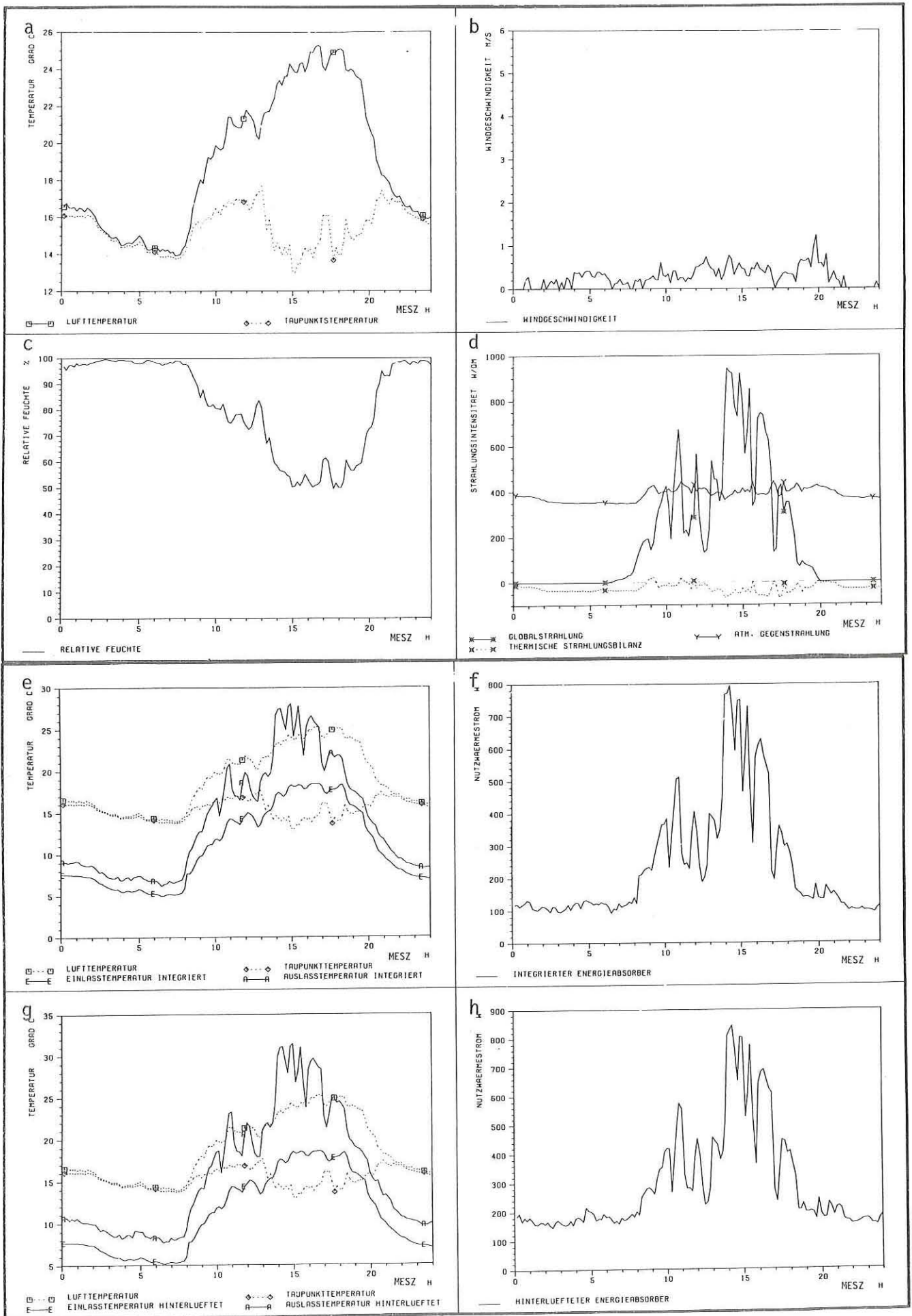
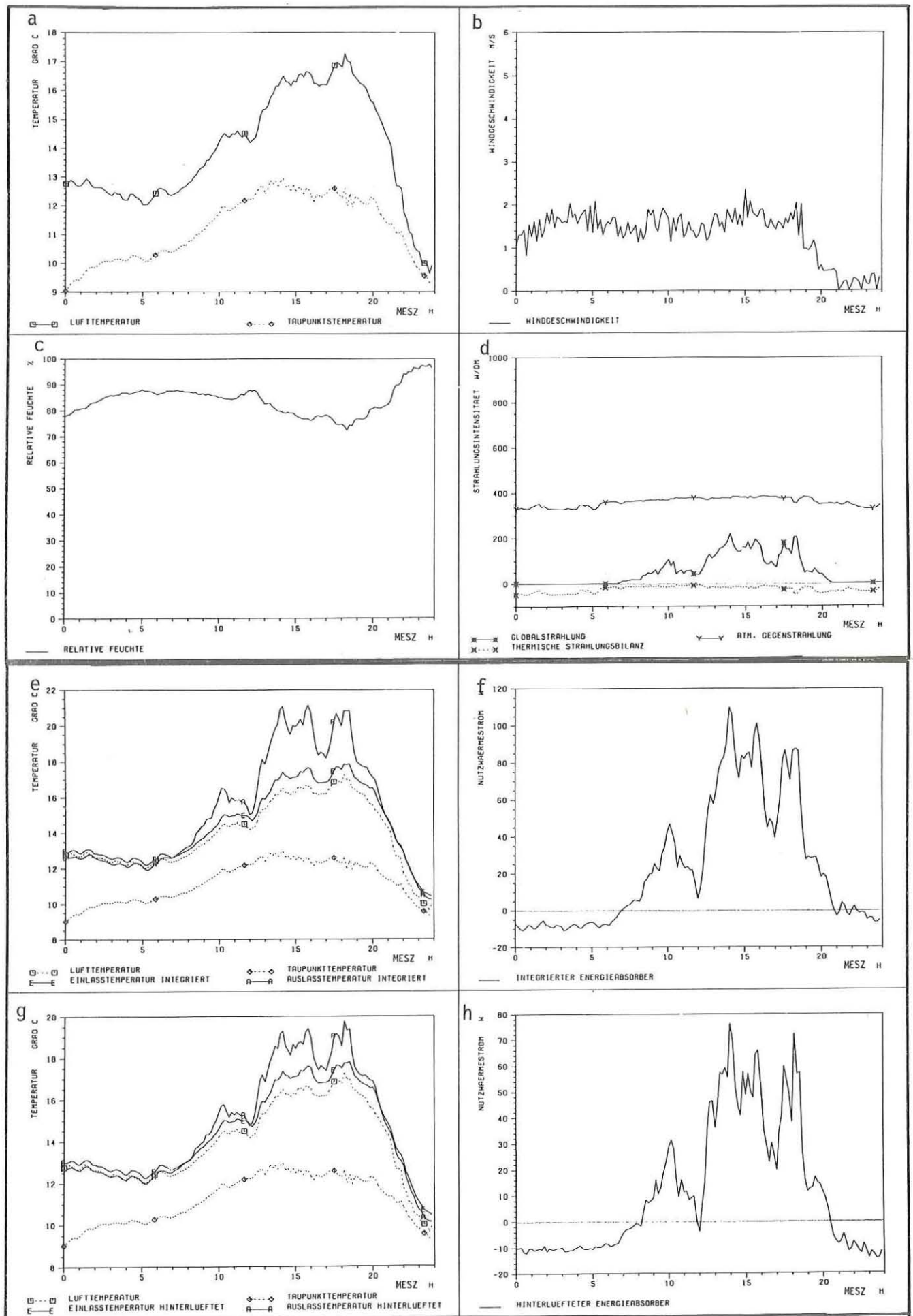


Abb. 5.10: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 21.8.1982
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlungsdaten

Den Tagesgang vom 21.8.1982 kennzeichnet die über den Meßzeitraum nur geringe Schwankung der meteorologischen Parameter. Aufgrund der einheitlichen, meist geschlossenen Wolkendecke verändert sich die atmosphärische Gegenstrahlung kaum. Ein schwacher Tagesgang existiert bei der Umgebungstemperatur und dazu spiegelbildlich auch der relativen Feuchte. Die Windgeschwindigkeit beträgt bis zu den Abendstunden ca. 1,5 m/s, um dann auf ca. 0,3 m/s abzusinken.

Abb. 5.10: e, f, g, h
 Kalorimetrische Meßdaten vom 21.8.1982
 e, f) Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des integrierten Energieabsorbers.
 Volumenstrom: 27 l/h
 g, h) Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des hinterlüfteten Energieabsorbers
 Volumenstrom: 35 l/h

Die Einlaßtemperatur für beide Absorber liegt über der Umgebungstemperatur (maximal 2 K Differenz). In den Morgen- und Abendstunden kühlt sich das Wärmeträgermedium über den Absorber ab. Erst durch das Auftreten der Globalstrahlung werden Nutzenergiegewinne für beide Elemente erreicht. Da die Einlaßtemperatur immer oberhalb der Taupunkttemperatur liegt, kommt es nicht zu Kondensatbildung (beachte die unterschiedlichen Ordinatenmaßstäbe).



5.2.5 Einflüsse von Reif- und Eisbelägen am Energieabsorber

Die Charakterisierung der Reif- und Eisbeläge durch digitale Meßdaten ist unter realen Wetterbedingungen aus Gründen des notwendigen Meßaufwandes kaum möglich. Neben dem zeitlich und örtlich veränderlichen Temperaturfeld müßten Daten über Transmissionsvermögen, Absorptionsvermögen, Wärmeleitungs- und Speichereigenschaften gesammelt werden.

Um dennoch bei der Auswertung zusätzliche Informationen über Reif- und Eisbeläge auf den Absorberflächen heranziehen zu können, wurde der Zustand der Testflächen täglich zu zwei Zeitpunkten tabellarisch beschrieben. Zusätzlich wurden über einen Zeitraum von einem Monat die Verteilung der Reif- und Eisformationen sowie die Belagstruktur photographisch festgehalten.

Die Abbildungen 5.11 - 5.13 zeigen bereits, wie unterschiedlich strukturiert die Beläge sein können. Sie reichen von einer durchsichtigen Vereisung, die die Globalstrahlung größtenteils durchläßt, bis zu einer homogen weißen Rauhreifschicht mit Eisbasis, die keinen nennenswerten Strahlungsbeitrag zur Absorberoberfläche durchdringen läßt.

An den Abbildungen 5.14 und 5.15 ist die Ähnlichkeit der Belagsformationen mit dem Isothermenfeld der Abb. 5.2 erkennbar, was wiederum auf die ungleichmäßige Durchströmung der Absorber hinweist.

In Abbildung 5.16 ist beispielhaft der Tagesverlauf der gemessenen Nutzleistungsabgabe eines integrierten und eines hinterlüfteten schwarzen Energieabsorbers mit Reif- und Eisbelag zusammen mit den meteorologischen Meßdaten dargestellt.

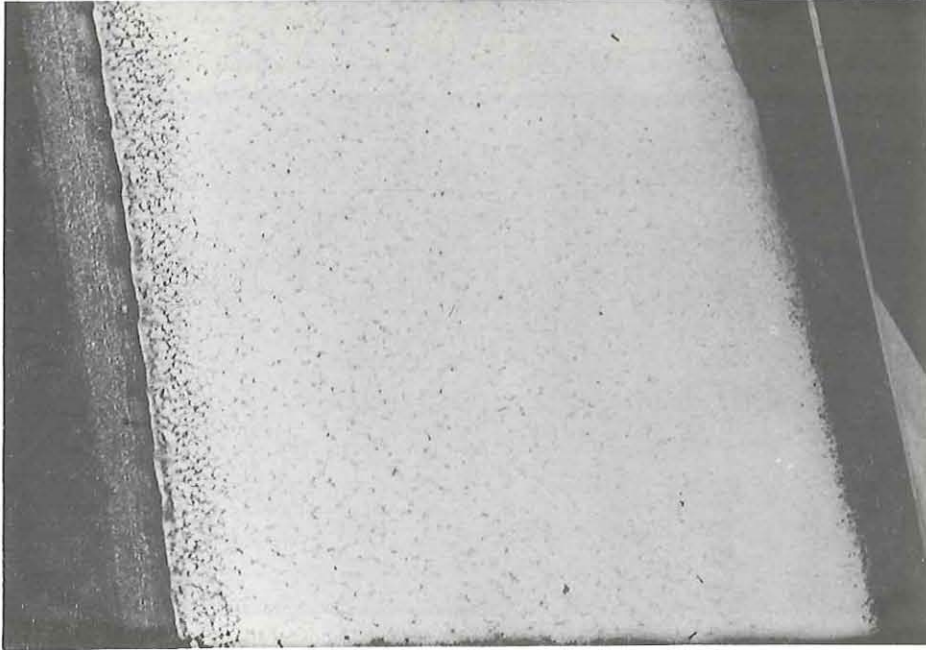


Abb. 5.11: Granulatähnliche Reifstruktur mit Eisbasis

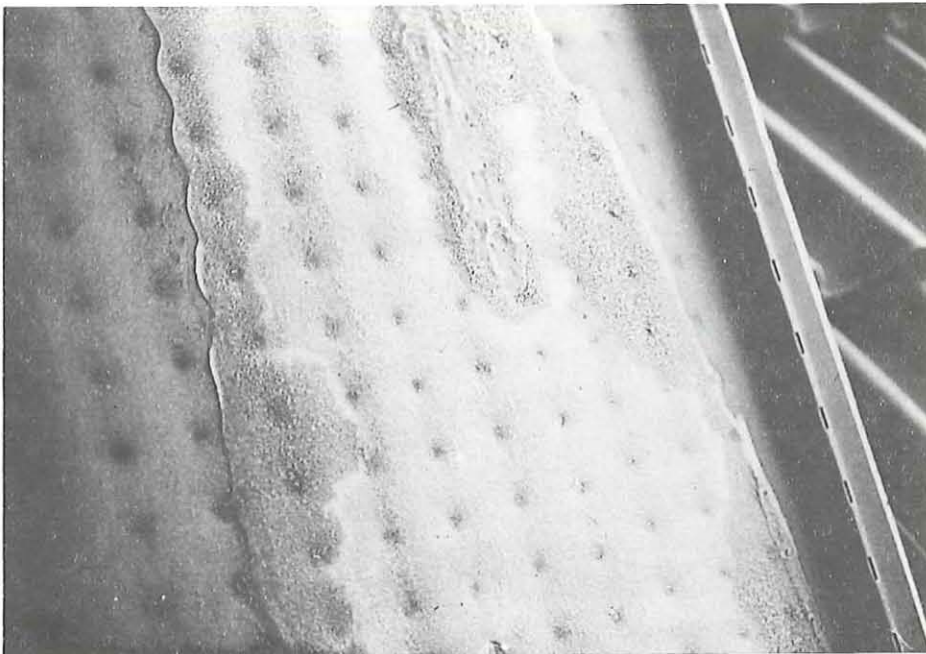


Abb. 5.12: Eisschicht mit Reifresten

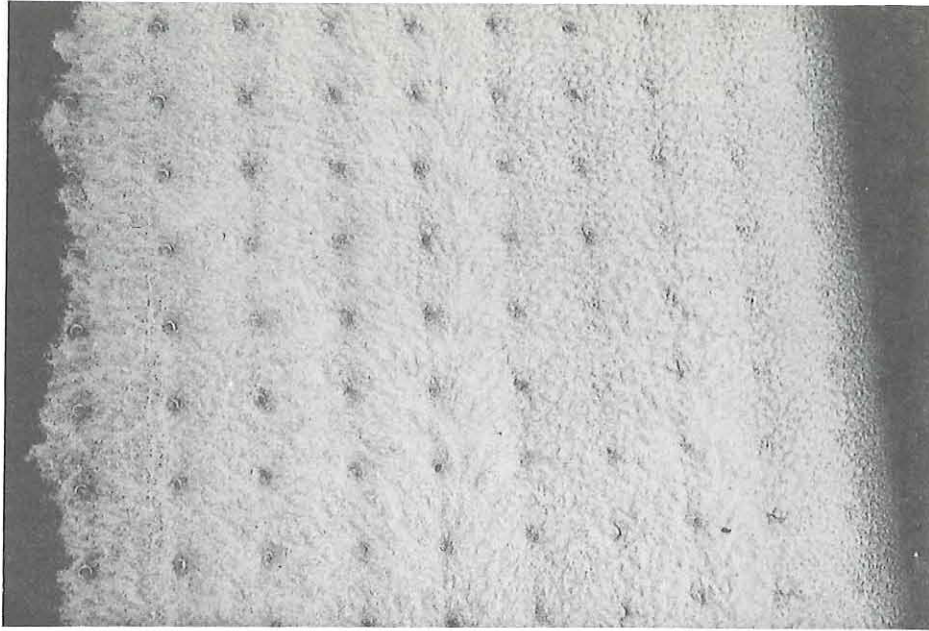


Abb. 5.13: Ausgeprägte Rauhrefstrukturen ohne Eisbasis

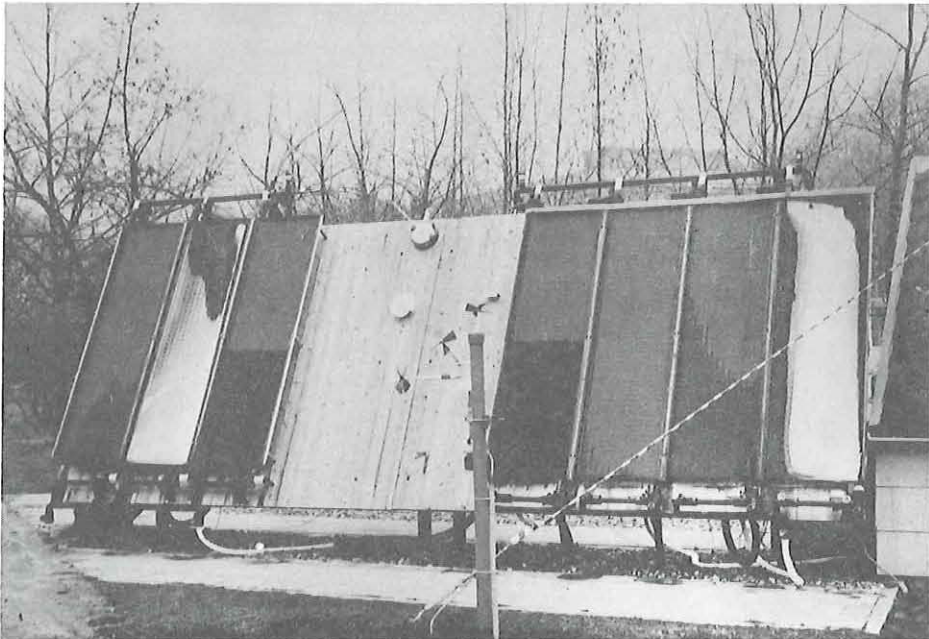


Abb. 5.14: Dichte Reif- und Eisformationen
(vgl. Isothermenfeld Abb. 5.2)



Abb. 5.15: Schwacher Raureifbelag auf dem Teststand, hervorgerufen durch besonders niedrige atmosphärische Gegenstrahlung

Abb. 5.16: a, b, c, d

Meteorologische Meßdaten vom 7.12.1981

- a) Temperaturen
- b) Windgeschwindigkeit
- c) Feuchte
- d) Strahlungsdaten

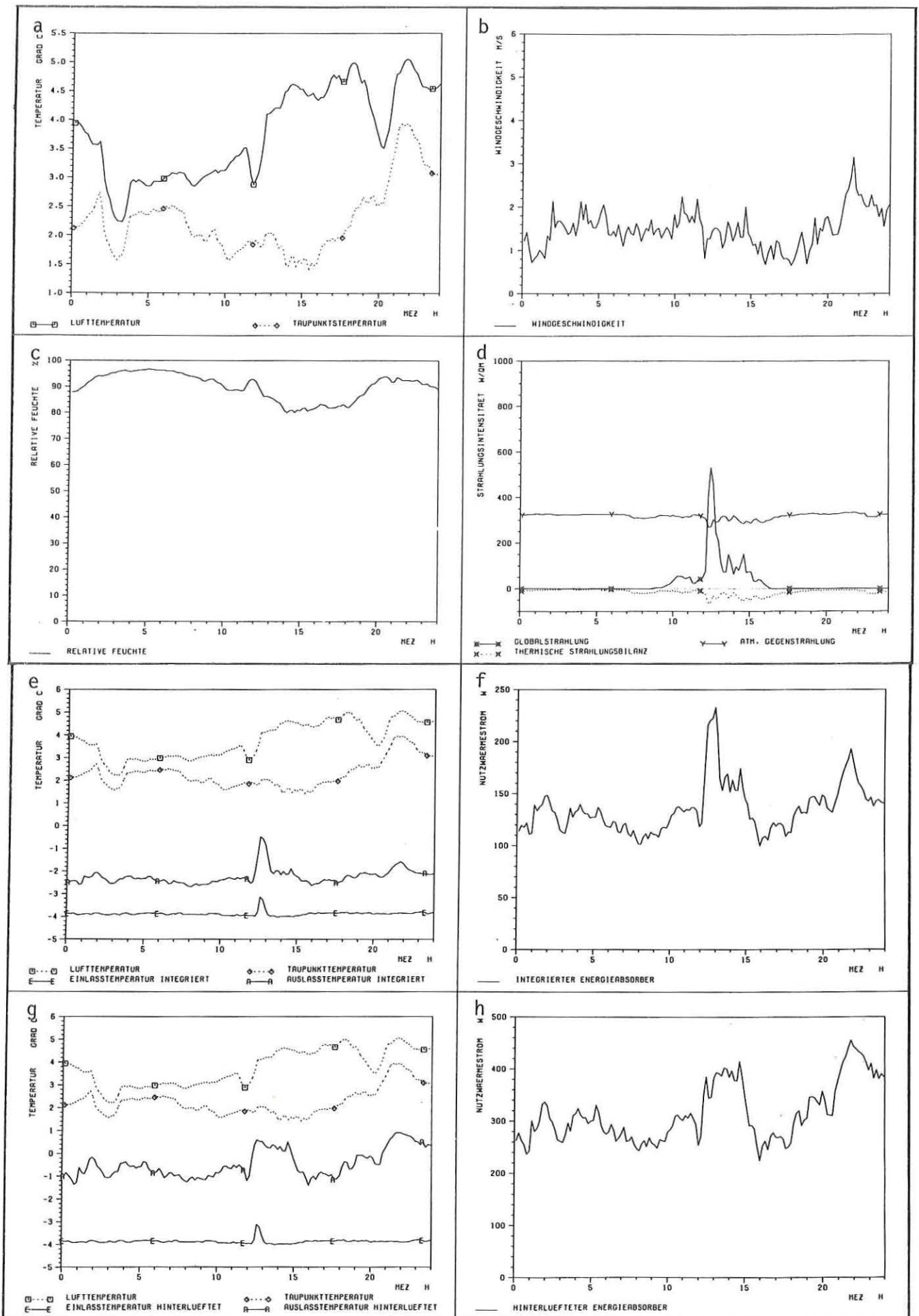
Am 7.12.1981 sind nur einige Tagesstunden mit aufgelockerter Bewölkung vorhanden. Die atmosphärische Gegenstrahlung ist über lange Zeiten konstant und weist nur während kürzerer Perioden um die Mittagszeit kleinere Einbrüche auf, die mit Spitzen in der Kurve für die Globalstrahlung korreliert sind. Die Umgebungstemperatur liegt zwischen 2,2 und 5,1 °C, der Taupunkt zwischen 1,4 und 4,0 °C. Die Windgeschwindigkeit schwankt um ca. 1,4 m/s, und die relative Feuchte bewegt sich den ganzen Tag über zwischen 80 und 96 %.

Abb. 5.16: e, f, g, h

Kalorimetrische Meßdaten vom 7.12.1981

- e, f) Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des integrierten Energieabsorbers.
Volumenstrom: 80 l/h
- g, h) Temperaturen und Nutzwärmeabgabe des hinterlüfteten Energieabsorbers
Volumenstrom: 89 l/h

Die mittlere Temperaturdifferenz für beide Absorber zur Umgebung ist etwa 6 K (über den ganzen Tag). Die Auslaßtemperatur überschreitet nur für den hinterlüfteten Absorber zu zwei Zeiten für jeweils ca. 2 Stunden den Gefrierpunkt. Die Energiegewinne von integriertem und hinterlüftetem Element unterscheiden sich etwa um den Faktor 2 (beachte die unterschiedlichen Ordinatenmaßstäbe).



6 MODELLE ZUR BERECHNUNG DER WÄRMEÜBERGÄNGE AN EINEM ENERGIEABSORBER

Bei der modellmäßigen Nachbildung eines physikalisch-technischen Vorganges, in dem Gesetzmäßigkeiten der Wechselwirkung eines Körpers mit seiner Umgebung beschrieben werden, stellen sich zwei grundsätzliche Fragen:

1. Ist die "Umgebung" hinreichend beschrieben?
2. Inwieweit wird die "Umgebung" durch das Experiment selbst gestört?

Im Verlauf der Datenanalyse sind wir mehrfach durch Unstimmigkeiten zwischen Messung und Simulation auf diese Fragen aufmerksam geworden.

Ein anschauliches Beispiel dafür ist das Geschwindigkeitsfeld der Luftbewegung über der Versuchsfläche.

Als wichtige Meßgröße ist die Windgeschwindigkeit an einem zentralen Ort der Meßanordnung bestimmt und als Eingabeparameter für das Simulationsmodell verwendet worden.

Systematische und statistische Abweichungen zu diesem Meßwert können örtlich und zeitlich abhängig von der "Windwetterlage" auftreten. Nachgewiesen wurde eine systematische örtliche Abhängigkeit der Windgeschwindigkeitsverteilung von der Windrichtung (Kap. 5.2.1). Diese Abhängigkeit wurde bei den Simulationsrechnungen berücksichtigt und führte zu einer besseren Übereinstimmung mit den Meßwerten. Darüber hinaus ergeben sich Fragen nach Wirbelbildung und "Totwasser" hinter Kanten, Turbulenzgrad der anströmenden Luft, oder dem vertikalen Geschwindigkeitsprofil. Ein überschlägiger Vergleich der Windgeschwindigkeiten vor und hinter dem hinterlüfteten Element ergab für die spezielle Meßanordnung, daß die Windgeschwindigkeit hinter dem Absorber etwa 70 - 100 % des Meßwertes vor dem Absorber annimmt. Dabei spielt die zur Absorberebene vertikale Komponente des Windvektors keine Rolle. Während der Versuchsdurchführung am Flächenwärmetauscher wurden gleichzeitig Windgeschwindigkeiten in verschiedenen Höhen an einem meteorologischen Meßmast /4.2/ in unmittelbarer Nähe des Absorberteststandes registriert. Ein Vergleich der Windgeschwindigkeiten in der Ebene des Absorbers (Abstand der Rotationsachse der Anemometer von der integrierten Absorberfläche ca. 15 cm) und in gleicher Höhe über den Erdboden am meteorologischen Mast zeigt, daß im Mittel ca. 80 % ($\pm 10\%$)

der horizontalen Windgeschwindigkeit in der Absorberebene erreicht wird. Dieses Verhältnis ist sicherlich von der direkten Umgebung des Meßortes abhängig und nicht auf andere Situationen übertragbar.

Trotz dieser und anderer nicht berücksichtigter Einflußgrößen, die zu den signifikanten Abweichungen zwischen Messung und Simulation beitragen, zeigt das Modell gute Übereinstimmung zwischen den gemessenen und berechneten Größen, so daß wir von einer hinreichend genauen Erfassung der Umgebung ausgehen.

Das verwendete Modell zur Berechnung der Wärmeübergänge dient den folgenden Zwecken:

- a) Die gemessenen Nutzenergien der Energieabsorber sollen im Feld der vorkommenden meteorologischen Parameter und Betriebsweisen reproduziert werden.
- b) Die Nutzenergie soll in die Einzelbeiträge der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen aufgegliedert werden können. Dies ist nur durch die Aufstellung eines Rechenmodells möglich, das die Einzelanteile, die nicht separat meßbar sind, beschreiben kann.

Für weitere Arbeiten zur Simulation eines gesamten Heizungssystems mit Energieabsorbern als Niedertemperaturwärmequelle finden die hier vorgestellten Modelle Verwendung.

Zunächst wird ein relativ aufwendiges Simulationsmodell beschrieben, das Rechnereinsatz erfordert. Anschließend wird ein vereinfachtes Modell vorgestellt, das für Handrechnungen geeignet ist.

6.1 Beschreibung des verwendeten Simulationsmodells

Das verwendete Modell liegt als Fortran-IV-Programm vor und ist wegen umfangreicher Iterationen an den Rechnereinsatz gebunden.

Die Eingangsparameter sind drei verschiedenen Gruppen zuzuordnen:

- meteorologische Größen
- Kenngrößen des Energieabsorbers
- Betriebsparameter

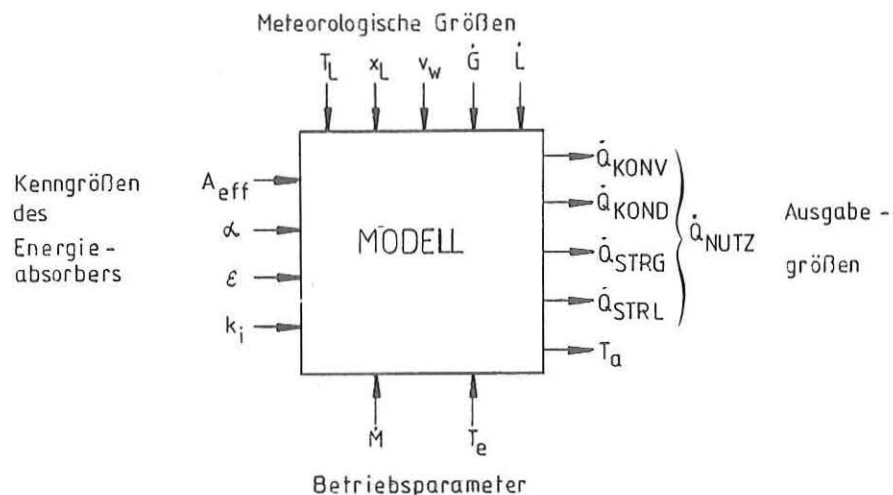


Abb. 6.1: Ein- und Ausgabeparameter des Modells zur Berechnung der Wärmeübergänge an Energieabsorbern

Eingabeparameter

Alle meteorologischen Eingangsgrößen werden mit Ausnahme der Windgeschwindigkeit als unkorrigierte Meßwerte im Programm verarbeitet.

Zum Zwecke der Modellrechnung wurde die gemessene Windgeschwindigkeit systematisch korrigiert:

- 1) Entsprechend den Meßergebnissen des Kapitels 5.2.1 wurde die Geschwindigkeitsverteilung abhängig von der Hauptwindrichtung berücksichtigt. Der Maximalwert der Korrektur betrug für die Randlelemente 10 % des zentralen Meßwertes.
- 2) Es wurde eine Korrektur des Anlaufverhaltens des Anemometers berücksichtigt:
Unterhalb der Anlaufgeschwindigkeit von Anemometern ist die Bestimmung der wahren Windgeschwindigkeit nicht möglich. Während der Meßwert die Windgeschwindigkeit 0 m/s ausweist, kann die wahre Windgeschwindigkeit zwischen 0 m/s und der Anlaufgeschwindigkeit liegen. Näherungsweise wird deshalb während der Zeiten, in denen der Meßwert 0 m/s vorliegt, mit einer Windgeschwindigkeit gerechnet, die der halben Anlaufgeschwindigkeit des Anemometers entspricht.

Die Betriebsparameter Einlaßtemperatur und Volumenstrom werden zusammen mit den meteorologischen Größen dem Meßdatensatz entnommen.

Die Kenngrößen des Energieabsorbers sind aus Herstellerangaben bekannt oder müssen in Einzelversuchen ermittelt werden.

Bei der Bestimmung des inneren Wärmedurchgangskoeffizienten k_i ist man meist auf Erfahrungswerte oder Abschätzungen angewiesen.

Aus den geometrischen Abmessungen ist zwar die Fläche A bekannt, jedoch nicht die effektive, für die Wärmeübertragung wirksame Fläche A_{eff} (Rippenwirkungsgrad, tote Ecken). Die Bestimmung eines Flächenwirkungsgrades

$$\eta_{\text{eff}} = A_{\text{eff}}/A$$

ist in der Praxis recht aufwendig. Für eines der verwendeten Absorberelemente wurde die Temperaturverteilung über der Absorberfläche aufgenommen und der Flächenwirkungsgrad bestimmt (vgl. Kapitel 5.1). Alle anderen Flächenwirkungsgrade sind aus dem Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Energieumsätzen ermittelt worden.

Berechnungsvorgang und beschreibende Gleichungen

Die Berechnung der Nutzenergieabgabe eines Energieabsorbers erfolgt für ein bestimmtes Zeitintervall unter der Annahme stationärer Betriebsbedingungen. Zum Zwecke des Modellvergleichs mit den durchgeführten kalorimetrischen Messungen entsprach das Zeitintervall der Mittlungsperiode der Datenerfassung (10 min). Zur Ermittlung der Ausgabedaten ist ein iterativer Rechenvorgang erforderlich, dessen Ziel es ist, daß die aus der Umgebung an die Absorberoberfläche übertragenen Wärmeströme gleich dem an das Fluid abgegebenen Wärmestrom ist. Iterationsvariable ist die Absorberoberflächentemperatur. Als Iterationsverfahren wird die Regula Falsi benutzt. Trotz der niedrigen Konvergenzordnung werden in der Regel nur 3 bis 7 Iterationsschritte benötigt, um die Auslaßtemperatur auf 0,05 K zu bestimmen.

Die Simulation des Absorberdachverhaltens nach der Methode der finiten Elemente liefert Ergebnisse vergleichbarer Genauigkeit.

Die verwendeten Modellgleichungen sind in Kapitel 3.1 und 3.2 beschrieben oder abgeleitet worden. An dieser Stelle soll deshalb nur noch auf einige besondere Aspekte eingegangen werden.

Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten \bar{k}_a^*

Bei sehr hohen flächenspezifischen Massenströmen \dot{m} kann wegen geringer Temperaturänderungen über der Absorberfläche mit einem nahezu konstanten

Wärmeübergangskoeffizienten gerechnet werden. Mit abnehmendem Massenstrom wächst die Temperaturspreizung zwischen Absorberein- und -auslaß.

In Extremfällen kommt es vor, daß in Einlaßnähe Kondensatbildung auftritt, weil die Soleeintrittstemperatur unterhalb des Taupunkts liegt, und am Absorberaustritt Temperaturen herrschen, die weit über der Lufttemperatur liegen. Bei derartigen Betriebszuständen muß mit einem mittleren Wärmeübergangskoeffizienten gerechnet werden. Die Mittelwertbildung nach Gl. (3.13) ist nicht möglich, da die Temperaturverteilung über die Plattenlänge vor der Berechnung der Auslaßtemperatur bekannt sein müßte.

Näherungsweise, aber hinreichend genau, kann die Mittelung über das Temperaturintervall mit folgendem Ansatz durchgeführt werden:

$$\bar{k}_a^* = \frac{\int_{T_e}^{T_a} k_a^* dT_F}{T_a - T_e} \quad \text{mit} \quad k_a^* = \frac{\dot{q}_{STR} + k_a(T_L - T_F)}{T_{A\infty} - T_F}$$

$$\text{und} \quad \dot{q}_{STR} = \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^*$$

Für den Grenzwert $T_F = T_{A\infty}$ gilt wegen $\dot{q}_{STR} + k_{a\infty}(T_L - T_{A\infty}) = 0$

$$k_a^* = k_{a\infty}.$$

Änderung des Emissionsvermögens ϵ bei Kondensatbildung

Ist die Oberfläche eines Energieabsorbers mit Kondensat benetzt, so ist nicht mehr das von der Oberflächenbeschichtung her bekannte ϵ wirksam, sondern dasjenige des Wassers ($\epsilon_W = 0,93$; Integralwert).

Dieser Vorgang ist für selektiv beschichtete Absorber bedeutsam, denn im Betrieb des Energieabsorbers unterhalb des Taupunktes hat er eine Verbesserung des Wärmeüberganges zur Folge.

6.2 Ergebnisse der Simulationsrechnungen

Neben den in diesem Kapitel aufgeführten Beispielen, die fast ausschließlich Betriebstemperaturen unterhalb der Lufttemperatur behandeln, wurde die Gültigkeit des Modells ebenfalls bei Betriebstemperaturen oberhalb der Lufttemperatur überprüft.

Insgesamt wurden ca. 70 Meßtage zu den Auswertungen herangezogen; dabei erzielte das Modell gute Übereinstimmung zwischen berechnetem und gemessenem Nutzwärmestrom.

Den Abweichungen zwischen Simulation und Messung konnten folgenden Ursachen zugeordnet werden:

- Meßunsicherheiten der verwendeten Geräte.
- Speicherungseffekte beteiligter Wärmekapazitäten. Besonders deutlich wird dieser Effekt für kurze Mittelungszeiten (10 min) und nicht konstante Einlaßtemperaturen. Geringe Massenströme wirkten sich dabei verstärkend aus.
- Nicht hinreichend genau charakterisierte Umgebung (örtliche Aufheizung der Luft, Windfeld, Niederschlag, verdunstender Tau u.ä.).
- Reif- und Eisformationen auf der Oberfläche des Energieabsorbers (vgl. Kap. 6.2.4).

Legt man für die Fehlerabschätzung der Simulationsergebnisse die in Tab. 4.1 und 4.2 aufgeführten Meßunsicherheiten zugrunde, so zeigen die berechneten Werte nur selten signifikante Abweichungen von den Meßwerten. In einigen Fällen konnte anhand von signifikanten Abweichungen der Einfluß von Niederschlag (Regen) nachgewiesen werden, der je nach Betriebstemperatur des Energieabsorbers sensible Wärme zu- oder abführt. Die Beiträge selbst waren jedoch von untergeordneter Bedeutung.

6.2.1 Vergleich gemessener und berechneter Leerlauftemperaturen

Als obere Grenztemperatur der vom Energieabsorber abgegebenen Nutzwärme spielt die Leerlauftemperatur eine wichtige Rolle. Sie wird rechnerisch mit der Randbedingung $\dot{q}_{\text{NUTZ}} = 0$ bestimmt (vgl. Gl. 3.8).

Beispielhaft ist in Abb. 6.2 der Tagesverlauf der gemessenen und berechneten Leerlauftemperatur verglichen.

Abweichungen zwischen berechneten und gemessenen Leerlauftemperaturen treten vor allem zu Zeiten hoher Strahlungsintensitäten und Windgeschwindigkeiten im Anlaufbereich der Anemometer auf. Die Differenzen können dann etwa ± 5 K betragen. Die durch Messungen bestätigten Modellrechnungen zur Leerlauftemperatur erlauben eine gesicherte Extrapolation auf die maximal mögliche Leerlauftemperatur.

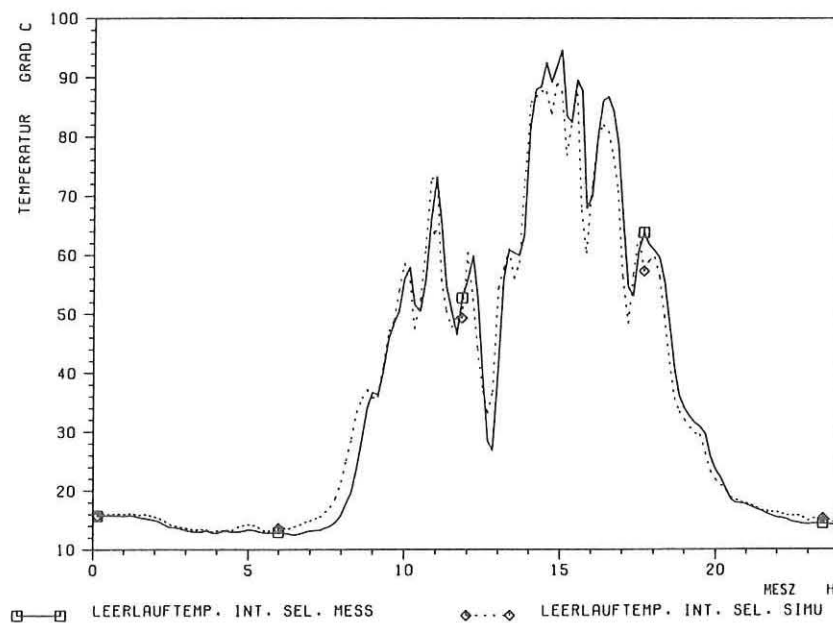


Abb. 6.2: Vergleich der gemessenen und berechneten Leerlauftemperaturen für einen selektiven, integrierten Energieabsorber am 6.8.1982. Die meteorologischen Daten des gleichen Tages sind in Abb. 6.6(a-d) dargestellt.

6.2.2 Vergleich gemessener und berechneter Nutzwärmeabgaben der nicht selektiven Energieabsorber

Entsprechend Kapitel 5.2.4.2 werden hier dieselben Tagesverläufe behandelt. Neben den vergleichenden Darstellungen zwischen gemessenen und berechneten Werten wird die Nutzwärmeabgabe der Energieabsorber in die Einzelbeiträge der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen aufgeschlüsselt. Die Zuordnung der Farben zu den Wärmeübertragungsmechanismen ist folgende:

gelb	- absorbierte Globalstrahlung
rot	- Wärmeübertragung durch thermische Strahlung
grün	- Wärmeübertragung durch Konvektion
blau	- Wärmeübertragung durch Kondensation

Negative Bilanzanteile zeigen, daß dem Energieabsorber Wärme entzogen wird. Die abgeführte Nutzenergie entspricht der Summe aus negativen und positiven Bilanzgrößen.

Abb. 6.3: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 4.8.1981
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlung

Abbildungsbeschreibung siehe Abb. 5.5 a-d.

Abb. 6.3: e, f, g, h
 Kalorimetrische Daten vom 4.8.1981
 e) Wärmebilanzbeiträge des integrierten Energieabsorbers
 f) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des integrierten Energieabsorbers
 g) Wärmebilanzbeiträge des hinterlüfteten Energieabsorbers
 h) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des hinterlüfteten Energieabsorbers

Die Verteilung der Energiebilanzanteile für den integrierten und hinterlüfteten Absorber variiert mit Ausnahme des konvektiven Anteils (zwischen 10.00 und 15.00 Uhr) über den Tag in gleicher Weise. Der weitaus größte Energiegewinn wird durch Absorption solarer Strahlung verursacht. Die thermische Strahlung bewirkt zunächst in den Nachtstunden aufgrund der großen Abstrahlung zum unbedeckten Himmel Wärmeverluste, die auch bis zu den Mittagstunden hin anhalten, da nun das mittlere Temperaturniveau des Absorbers oberhalb der Lufttemperatur liegt. Erst nach dem Absinken der mittleren Absorbertemperatur unter die Umgebungstemperatur bei gleichzeitig angestiegener atmosphärischer Gegenstrahlung erzeugt die thermische Strahlungsbilanz ab 17.00 Uhr einen Energiegewinn, der jedoch zu den Abendstunden wieder abnimmt, da sich auch die Gegenstrahlung verringert. Die konvektiven Energiegewinne/-verluste sind abhängig von der Temperaturdifferenz des Absorbers zu einer Bezugstemperatur. Für den integrierten Absorber ist dies die Lufttemperatur. Infolgedessen verläuft der konvektive Energieaustausch hier analog zum thermischen Strahlungsaustausch. Für den hinterlüfteten Absorber wird jedoch in Abhängigkeit von der Windrichtung eine Bezugstemperatur wirksam, die wegen der örtlichen Aufheizung im Tagesverlauf in Abhängigkeit von der Globalstrahlung bis zu 7 K höhere Werte annimmt als die Lufttemperatur. Aus diesem Grund treten in Abb. 6.3.g zwischen 10.00 und 15.00 Uhr konvektive Energiegewinne auf, die aus Abb. 5.5.g nicht plausibel sind.

Energiegewinne durch Kondensatbildung auf dem Absorber liegen nicht vor. (Beachte den unterschiedlichen Ordinatenmaßstab.)

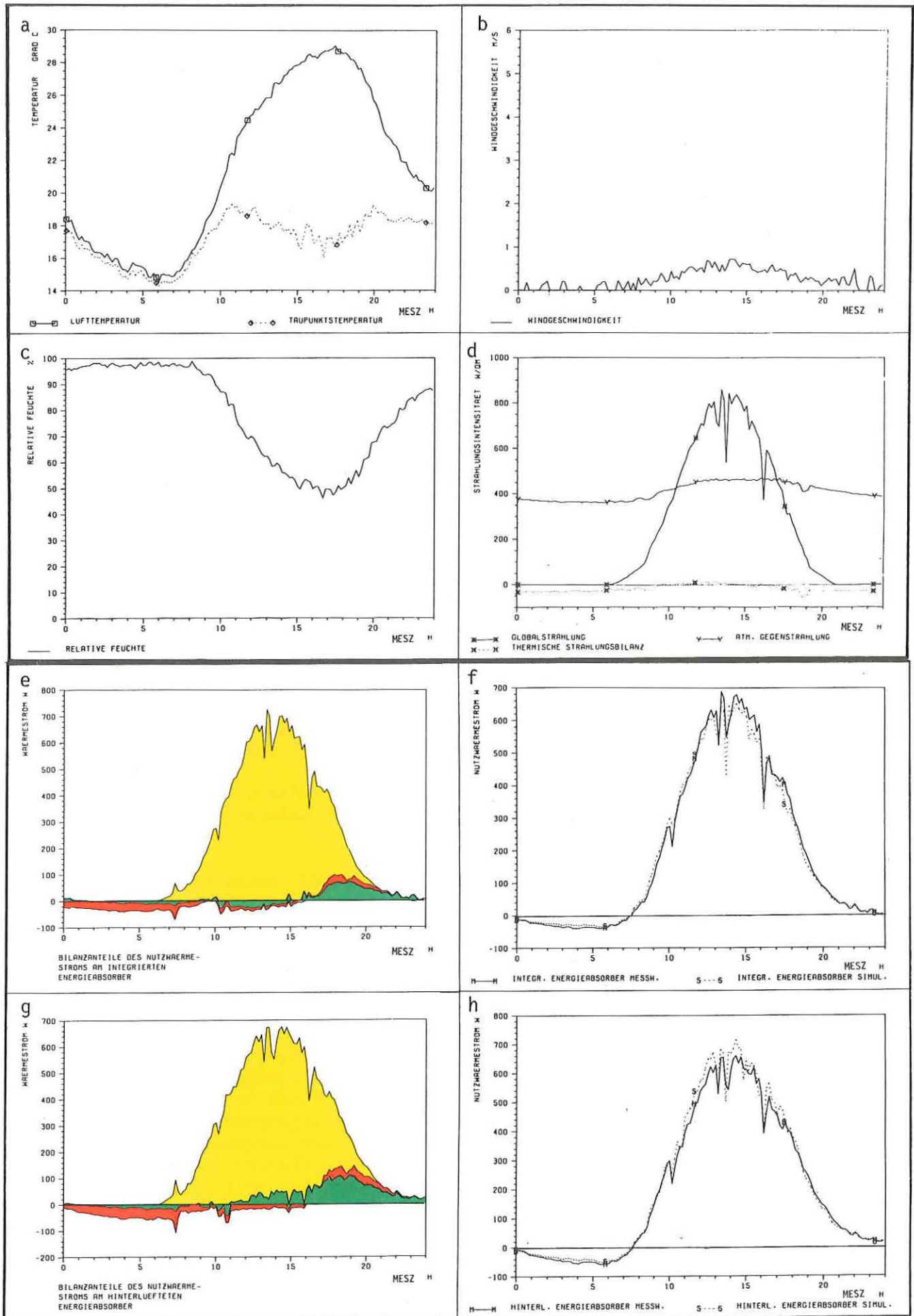


Abb. 6.4: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 11.10.1981
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlung

Abbildungsbeschreibung siehe Abb. 5.6 a-d.

Abb. 6.4: e, f, g, h
 Kalorimetrische Daten vom 11.10.1981
 e) Wärmebilanzbeiträge des integrierten Energieabsorbers
 f) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des integrierten Energieabsorbers
 g) Wärmebilanzbeiträge des hinterlüfteten Energieabsorbers
 h) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des hinterlüfteten Energieabsorbers

Tendenziell sind die Verhältnisse der Anteile an der Gesamtenergiebilanz für beide Installationsvarianten gleich. Aufgrund der in den Morgenstunden vorherrschenden dichten Bewölkung verzeichnen beide Absorber einen Energiegewinn durch thermische Strahlung, der nur gegen 14.00 Uhr durch kurzzeitig stark absinkende atmosphärische Gegenstrahlung in die Verlustzone abrutscht und sich dann wieder in den Gewinnbereich verschiebt. In den Abendstunden verschwindet der thermische Strahlungsanteil für den hinterlüfteten Absorber, da sich bei klarem Himmel die Energieverluste zur Frontseite (integrierter Absorber) und die Energiegewinne durch Zustrahlung von der Dachseite her kompensieren. Der konvektive Energiegewinn ist über den gesamten Tag stark ausgeprägt, wird jedoch, wie schon in Abb. 6.3 gezeigt wurde, beim Auftreten nennenswerter Globalstrahlungsintensitäten vom Absorptionsanteil der Strahlung weit übertroffen. In den Morgenstunden tritt bei hoher Luftfeuchte und einer mittleren Temperaturdifferenz vom Absorber zur Umgebung von ca. 4 K Taubildung an den Absorbern auf, die jedoch mit der Abnahme der Luftfeuchtigkeit verschwindet. (Beachte den unterschiedlichen Ordinatenmaßstab.)

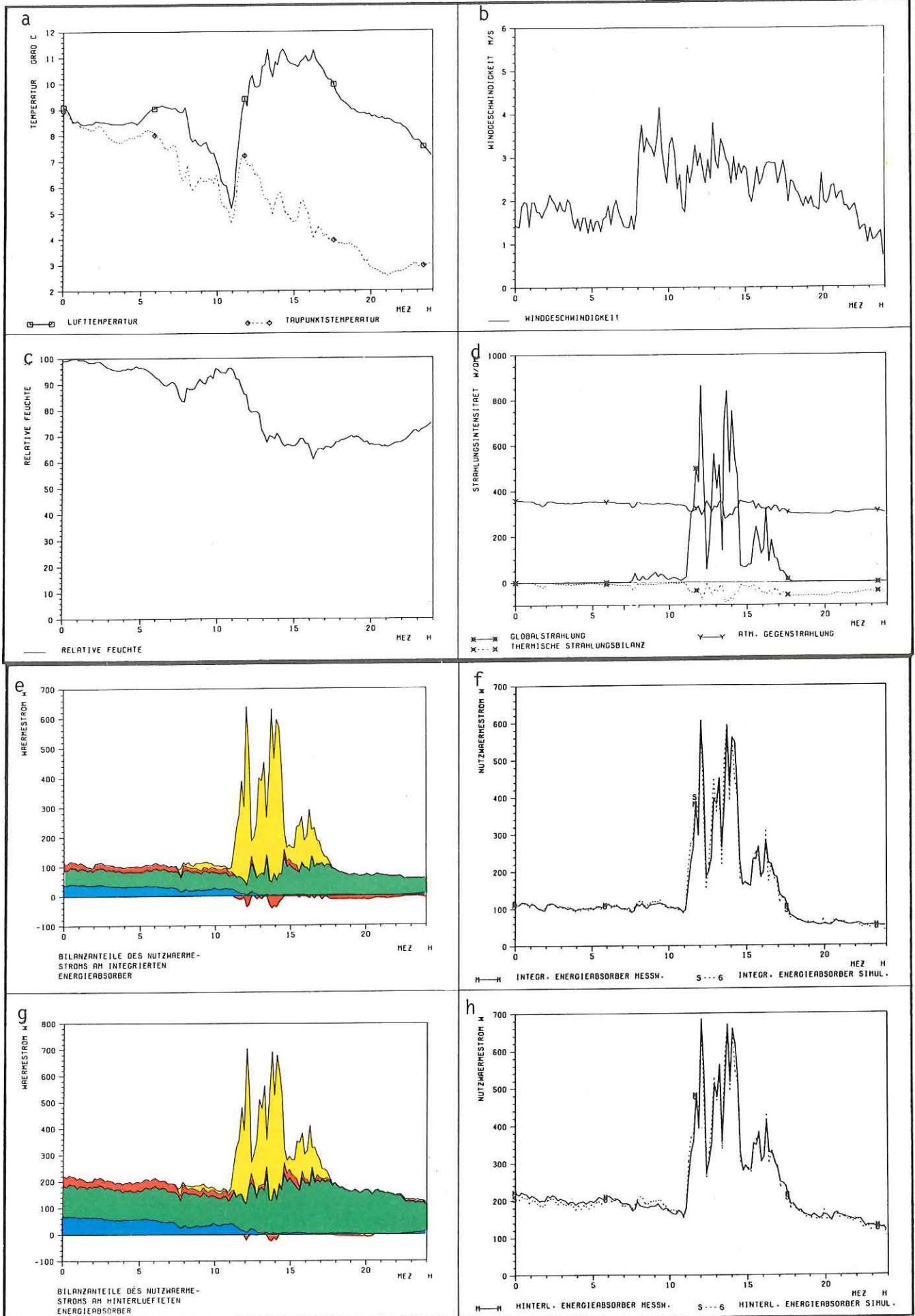


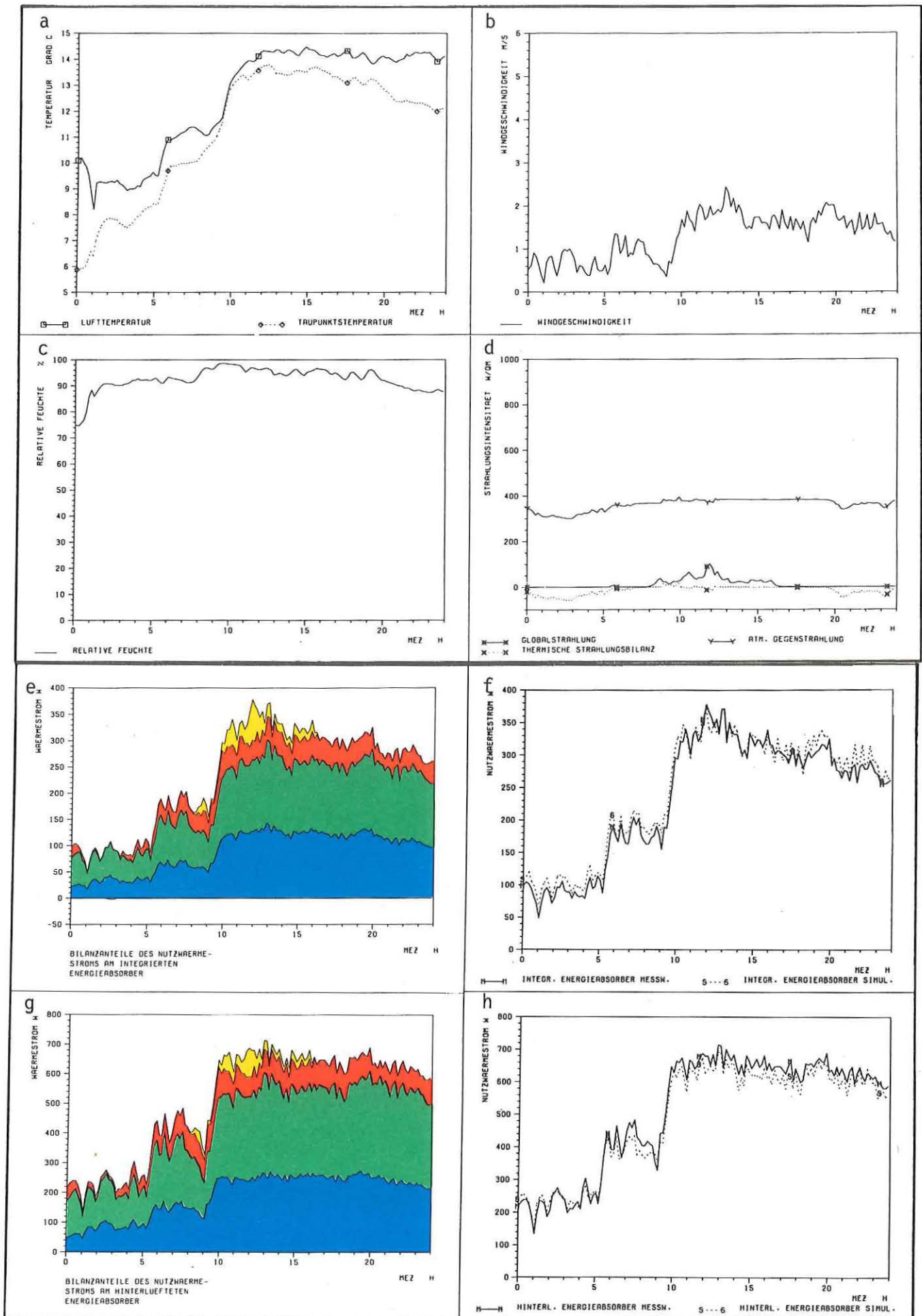
Abb. 6.5: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 1.11.1981
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlung

Abbildungsbeschreibung siehe Abb. 5.7 a-d.

Abb. 6.5: e, f, g, h
 Kalorimetrische Daten vom 1.11.1981
 e) Wärmebilanzbeiträge des integrierten Energieabsorbers
 f) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des integrierten Energieabsorbers
 g) Wärmebilanzbeiträge des hinterlüfteten Energieabsorbers
 h) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des hinterlüfteten Energieabsorbers

Die Tagesverläufe sowohl der Energiegewinne als auch der einzelnen Bilanzanteile sind für den integrierten und den hinterlüfteten Absorber lediglich im Absolutbetrag verschieden. In dieser Meßsituation erweist sich die zusätzliche Wärmetauscherfläche des hinterlüfteten Absorbers, wie auch schon in den Morgenstunden des 11.10. als zusätzlicher Energielieferant, der den Gesamtenergiegewinn etwa um den Faktor 2 vergrößert.

Der Energiegewinn durch Globalstrahlungsabsorption ist nahezu vernachlässigbar gering. Die thermische Strahlung leistet erst nach dem Aufzug einer dichten Wolkendecke (5.00 Uhr) einen nennenswerten Beitrag zum Energiegewinn. Bedingt durch die große Temperaturdifferenz zur Umgebung und die hohe Luftfeuchte liefern die Anteile durch Konvektion und Kondensation jeweils etwa dieselbe Nutzwärme. Beide Absorbertypen haben einen um den Faktor 2 unterschiedlichen Energiegewinn. (Beachte die um den Faktor 2 unterschiedliche Ordinatenteilung zwischen integriertem und hinterlüftetem Element.)



6.2.3 Vergleich gemessener und berechneter Nutzwärmeabgaben der selektiven Energieabsorber

In diesem Kapitel werden dieselben Tagesverläufe behandelt wie in Kapitel 5.2.4.3. Zur Darstellung der Einzelbeiträge der verschiedenen Wärmeübertragungsmechanismen wurde die gleiche Zuordnung benutzt wie im vorhergehenden Kapitel.

gelb	- absorbierte kurzwellige Strahlung
rot	- Wärmeübertragung durch thermische Strahlung
grün	- Wärmeübertragung durch Konvektion
blau	- Wärmeübertragung durch Kondensation

Bei der Interpretation der Abbildungen 6.6 und 6.7 muß berücksichtigt werden, daß die hinterlüftet montierten Energieabsorber nur vorderseitig selektiv beschichtet sind (vgl. Kap. 4.1). Ein Vergleich der Bilanzanteile beider Montageweisen zeigt deshalb, daß beim integrierten Energieabsorber die Beiträge durch thermische Strahlung fast verschwinden, während sie in der hinterlüfteten Montageweise deutlich höher liegen.

Abb. 6.6: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 6.8.1982
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlung

Abbildungsbeschreibung siehe Abb. 5.9 a-d.

Abb. 6.6: e, f, g, h
 Kalorimetrische Daten vom 6.8.1982
 e) Wärmebilanzbeiträge des integrierten Energieabsorbers
 f) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des integrierten Energieabsorbers
 g) Wärmebilanzbeiträge des hinterlüfteten Energieabsorbers
 h) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des hinterlüfteten Energieabsorbers

Aufgrund der in den Nachtstunden auftretenden Taubildung auf den Absorberflächen verlieren die Oberflächen zum Teil ihre selektiven Eigenschaften (dort, wo sie mit Wasser benetzt sind, Abb. 5.8). Am integrierten Absorber heben sich für die Nachtstunden die Strahlungsanteile nach Gl. (3.4) auf, so daß die thermische Strahlung keinen Beitrag zur Gesamtenergiebilanz leistet. Für den hinterlüfteten Absorber tritt in dieser Zeit wegen des Strahlungsaustausches mit der Dachfläche, auf der das hinterlüftete Element montiert wurde, ein Nutzenergiegewinn auf. Während der Tagesstunden verschwindet der Energiegewinn durch Kondensation, da die relative Feuchte abnimmt und das Temperaturniveau der Absorber insgesamt ansteigt. Der Anteil für den Energiegewinn durch konvektive Wärmeübertragung folgt unter Berücksichtigung eines Sockelbetrages für die Naturkonvektion dem Verlauf der gemessenen Windgeschwindigkeit. (Beachte unterschiedliche Ordinatenmaßstäbe.)

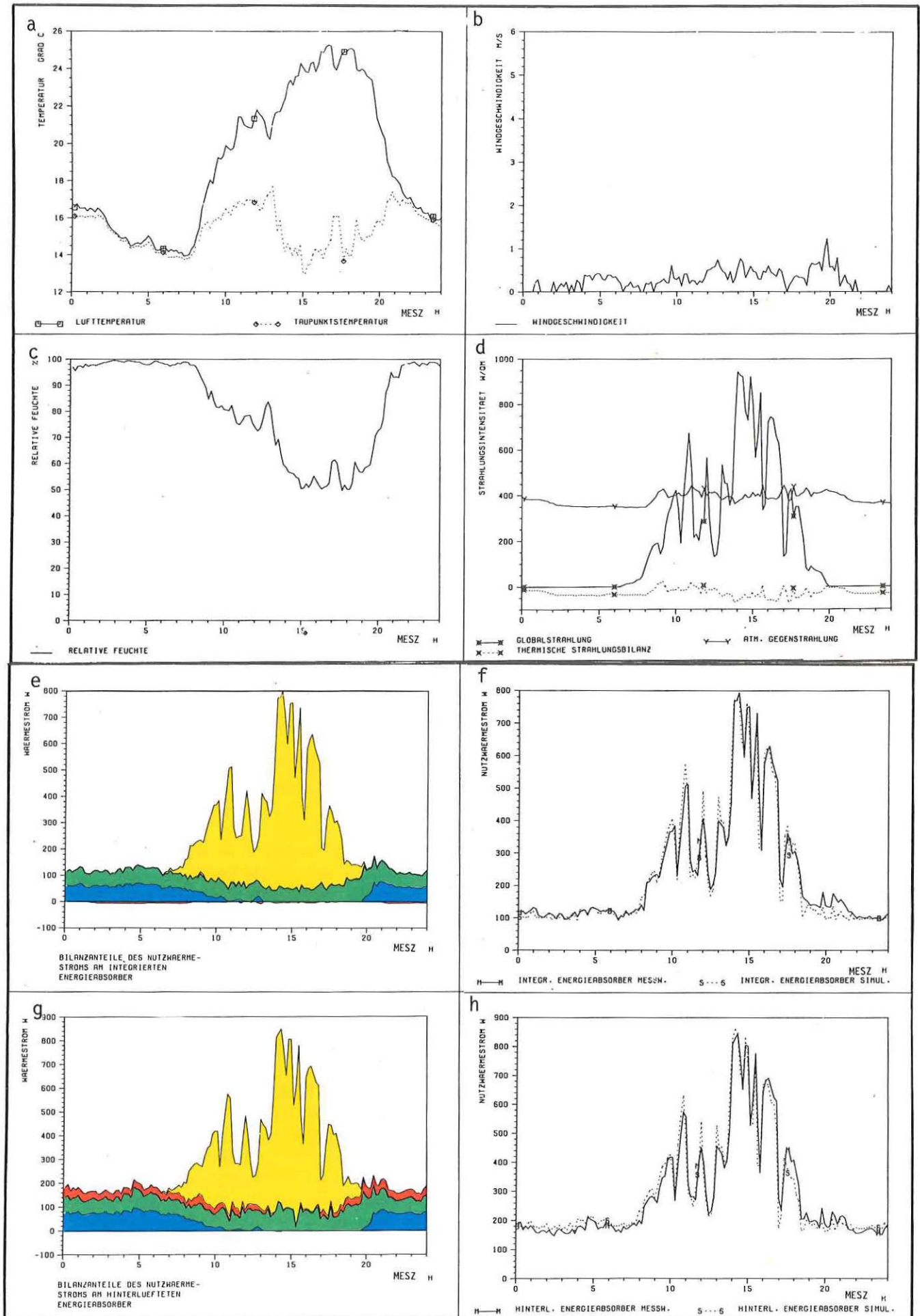


Abb. 6.7: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 21.8.1982
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlungsdaten

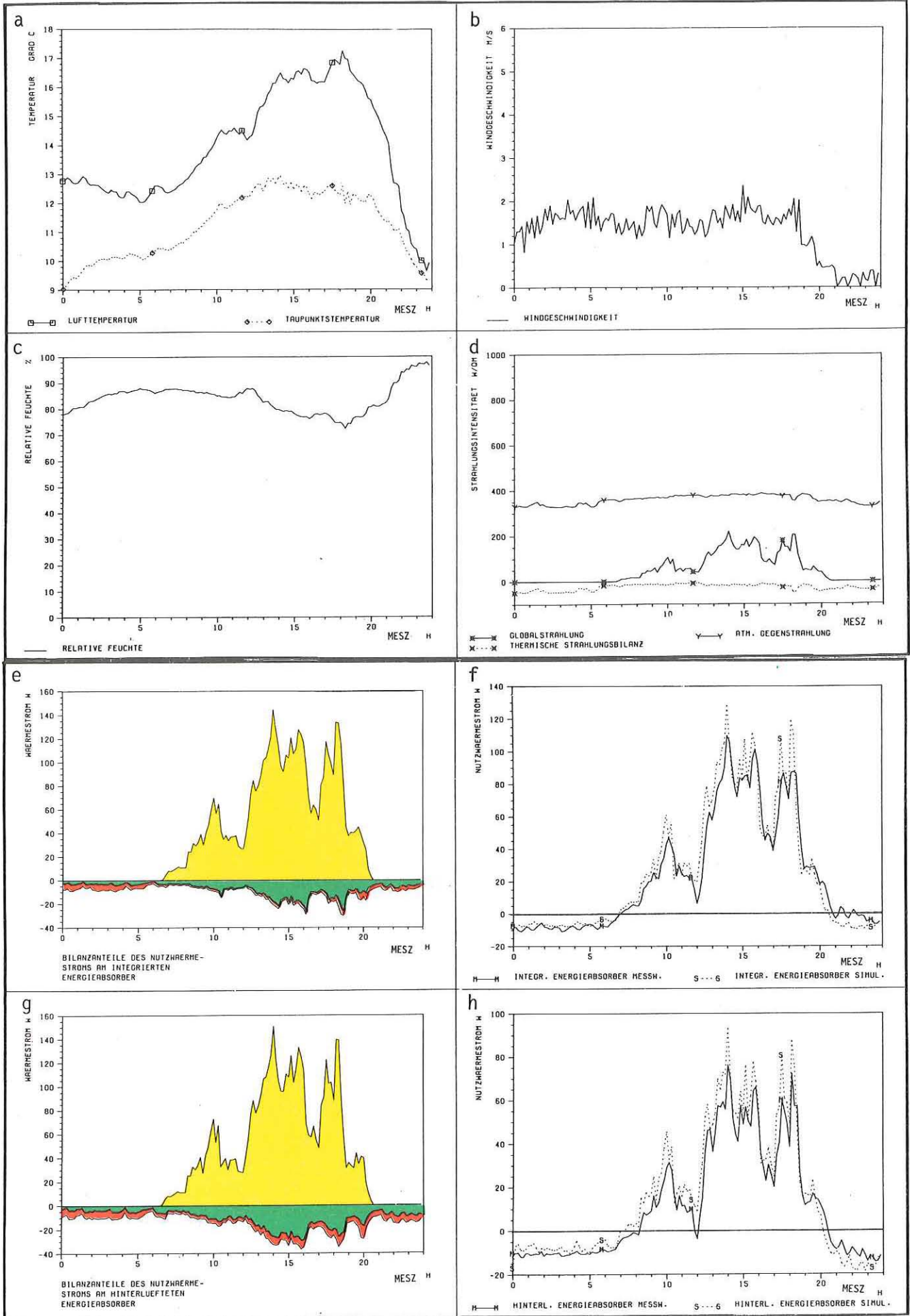
Abbildungsbeschreibung siehe Abb. 5.10 a-d.

Abb. 6.7: e, f, g, h
 Kalorimetrische Daten vom 21.8.1982
 e) Wärmebilanzbeiträge des integrierten Energieabsorbers
 f) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des integrierten Energieabsorbers
 g) Wärmebilanzbeiträge des hinterlüfteten Energieabsorbers
 h) Gemessener und berechneter Nutzwärmestrom des hinterlüfteten Energieabsorbers

Die Energieumsätze am 21.8.1982 sind deutlich geringer als an den übrigen Meßtagen, da die treibende Temperaturdifferenz des Absorbers zur Umgebung niemals 2 K überschreitet. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Modell ist unter diesen Bedingungen wegen größerer Meßunsicherheiten (siehe Abb. 5.4) schlechter als an den übrigen Tagen.

Während der Nachtstunden treten konvektive Wärmeverluste sowohl für den integrierten als auch für den hinterlüfteten Absorber auf. Zusätzlich ergibt sich trotz der selektiven Absorberbeschichtung auf der Elementvorderseite ($\epsilon \sim 0,12$) ein etwa gleich großer Energieverlust durch thermische Abstrahlung, da in den Nachtstunden die thermische Strahlungsbilanz (siehe Gl. (3.4) mit ca. -50 W/m^2 große Werte annimmt.

Während der Tagesstunden hebt die Absorption von Globalstrahlung das mittlere Temperaturniveau des Absorbers noch weiter über die Umgebungstemperatur an, so daß ein Teil der Energiegewinne aus der Strahlungsabsorption durch konvektive Wärmeübertragung und Abstrahlungsverluste wieder verloren geht. Auch an diesem Tag sind wegen der nichtselektiven Beschichtung der Absorberrückseite die Anteile durch thermischen Strahlungsaustausch an der Gesamtenergiebilanz beim hinterlüfteten Element größer als beim integrierten (beachte die unterschiedliche Ordinatenenteilung).



6.2.4 Vergleich berechneter und gemessener Nutzwärmeabgaben bei Reif- und Eisbelägen

Die Simulation von Reif- und Eisbelägen sowie deren Wirkung auf die momentane Leistungsabgabe eines Energieabsorbers ist unter realen (instationären) Wetterverhältnissen kaum möglich. Auch die Fülle der zu verarbeitenden Daten setzt der Durchführbarkeit praktische Grenzen (vgl. Kap. 5.2.5).

Deshalb wird für die Fragestellungen dieses Kapitels die gemessene Nutzleistungsabgabe eines reif- und eisbedeckten schwarzen Energieabsorbers mit der simulierten, belagfreien Nutzleistungsabgabe verglichen.

Die Differenz zwischen gemessenen und simulierten Werten läßt Aussagen über Art und Größe des untersuchten Effektes zu.

Beispielhaft ist in Abb. 6.8 der Einfluß der verminderten Globalstrahlungsabsorption durch einen Reif- und Eisbelag dargestellt.

Die Differenzkurve zwischen gemessener und simulierter Leistungsabgabe orientiert sich am Muster der Globalstrahlung.

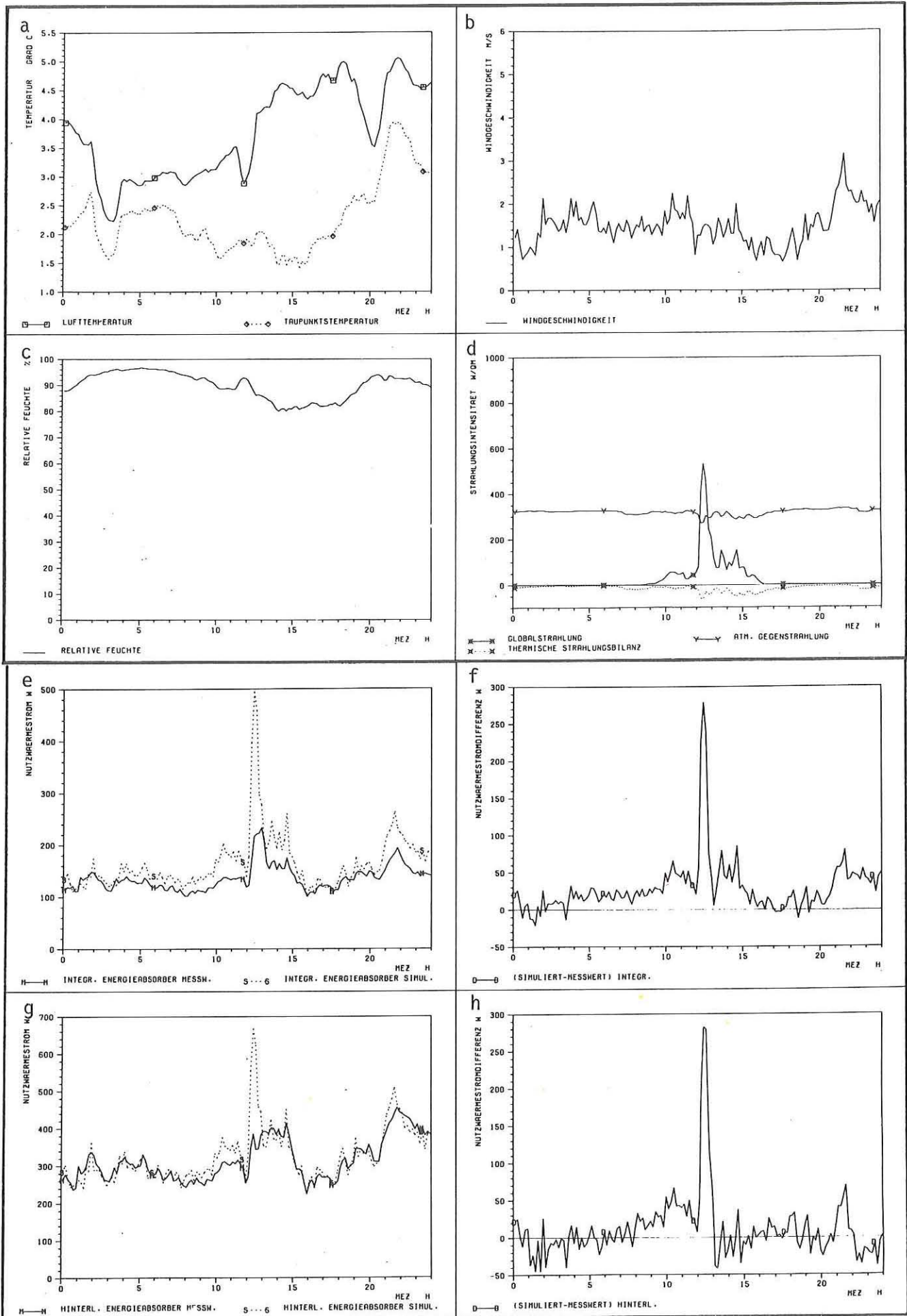
Die Differenz zur Nullgeraden auch zu Zeiten geringer oder nicht vorhandener Globalstrahlung deutet auf die Abweichung des Modells von der Realität hin, die durch die Isolationswirkung des Belages verursacht wird.

Abb. 6.8: a, b, c, d
 Meteorologische Meßdaten vom 7.12.1981
 a) Temperaturen
 b) Windgeschwindigkeit
 c) Feuchte
 d) Strahlung

Abbildungsbeschreibung siehe Abb. 5.16 a-d.

Abb. 6.8: e, f, g, h
 Kalorimetrische Daten vom 7.12.1981
 e) Vergleich der gemessenen Nutzleistung am reif- und eisbedeckten integrierten Absorber mit der berechneten Nutzleistung für den belagfreien Fall
 f) Differenzkurve zu e)
 g) wie e) für den hinterlüfteten Absorber
 h) Differenzkurve zu g)

Abbildungsbeschreibung siehe Abschnitt 6.2.4



6.3 Beschreibung eines vereinfachten Berechnungsverfahrens zur Bestimmung des Nutzwärmestromes eines Energieabsorbers

Die Anwendung des in Kapitel 6.1 beschriebenen Simulationsmodells ist wegen komplexer Berechnungsvorgänge an den Einsatz eines Rechners gebunden. Für reduzierte Genauigkeitsanforderungen kann ein stark vereinfachtes Berechnungsverfahren Verwendung finden, das in Handrechnung ausführbar ist. Die notwendigen Daten sind die gleichen, wie sie in Abb. 6.1 dargestellt sind.

Im folgenden wird der Berechnungsvorgang beschrieben:

Bestimmung von Hilfsgrößen:

- a) Falls statt des Wassergehaltes der Luft der Wasserdampfpartialdruck oder die relative Feuchte bekannt ist, kann der Wassergehalt aus einem Mollier h,x -Diagramm (siehe Anhang A2) bestimmt werden.

$$T_L, \varphi, p_{DL}$$

$$h,x\text{-Diagramm} \rightarrow x_L$$

Zur rechnerischen Bestimmung der beiden Größen in Abhängigkeit der Lufttemperatur und der relativen Feuchte können folgende Gleichungen herangezogen werden:

$$x_L = 0,038 \cdot \varphi \cdot 10^{\frac{7,5 T_L}{237+T_L}} \quad \text{für } T_L > 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_L = 0,038 \cdot \varphi \cdot 10^{\frac{9,5 T_L}{266+T_L}} \quad \text{für } T_L < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

mit x_L in g/kg tr. L.

T_L in $^\circ\text{C}$

φ in %

- b) Abweichung des Strahlungsniveaus der Umgebung von dem der Lufttemperatur

$$\dot{L}^* = \dot{L} - \sigma T_{\text{ABSL}}^4$$

\dot{L} ist die thermische Strahlung in der Absorberebene. Berechnungshinweise sowie Neigungsabhängigkeit vgl. Kap. 3.2.4.

- c) Bestimmung des Strahlungsbeitrages \dot{q}_{STR}

$$\dot{q}_{STR} = \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^*$$

\dot{G} ist die kurzwellige Strahlungsintensität in der Absorberebene.

Falls ein Teil der Oberfläche des Energieabsorbers mit Kondensat benetzt ist, muß das wirksame Emissionsvermögen flächenanteilig aus dem Emissionsvermögen der Absorberoberfläche und dem von Wasser ($\epsilon_W = 0,92$) bestimmt werden. Die Flächenanteile werden zu Beginn des Berechnungsvorganges abgeschätzt und nach Beendigung des gesamten Berechnungsvorganges überprüft. Ergeben sich erhebliche Abweichungen zur ursprünglichen Annahme, so ist vor allem bei selektiven Energieabsorbern der Berechnungsvorgang zu wiederholen.

- d) Flächenspezifischer Wärmekapazitätsstrom bei bekannter spezifischer Wärmekapazität des Wärmeträgermediums:

$$c_{SP} = \dot{m} c_F = \frac{\dot{M}}{A_{eff}} c_F \quad (6.4)$$

- e) Äußere Wärmeströme bei Einlaßtemperatur

- α) Wärmestrom durch Konvektion
integrierte Montageweise:

$$\dot{q}_{KONV} = 2(T_L - T_e) (28 v_W^2 + |T_L - T_e|^{0,88})^{0,38}$$

mit \dot{q}_{KONV} in W/m^2
 $(T_L - T_e)$ in K
 v_W in m/s

hinterlüftete Montageweise:

An der Rückseite des Energieabsorbers herrscht die Windgeschwindigkeit v_{WR} .

$$\dot{q}_{KONV} = 2(T_L - T_e) ((28 v_W^2 + |T_L - T_e|^{0,88})^{0,38} + (28 v_{WR}^2 + |T_L - T_e|^{0,88})^{0,38})$$

mit \dot{q}_{KONV} in W/m^2
 $|T_L - T_e|$ in K
 v_W, v_{WR} in m/s

β) Wärmestrom durch Kondensation

Sättigungswassergehalt der Luft bei Soleeintrittstemperatur:

Bestimmung an Hand des Mollier h-x-Diagramms

T_e , $\varphi = 100\% \rightarrow$ h-x-Diagramm $\rightarrow X_A$

oder durch die Gleichungen

$$X_A = 3,8 \cdot 10^{(7,5 T_e / (237 + T_e))} \quad \text{für } T_e > 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$X_A = 3,8 \cdot 10^{(9,5 T_e / (266 + T_e))} \quad \text{für } T_e < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

mit X_A in g/kg tr.L.
 T_e in $^\circ\text{C}$

Falls $X_A > x_L$, gilt:

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = 0$$

Falls $X_A < x_L$, gilt:

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = 2,7 \frac{\dot{q}_{\text{KONV}}}{T_L - T_e} (x_L - X_A) \quad \text{für } T_L > 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{q}_{\text{KOND}} = 3,1 \frac{\dot{q}_{\text{KONV}}}{T_L - T_e} (x_L - X_A) \quad \text{für } T_L < 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

mit \dot{q}_{KOND} in W/m^2
 $T_L - T_e$ in K
 \dot{q}_{KONV} in W/m^2
 $x_L - X_A$ in g/kg tr.L.

γ) Wärmestrom durch thermische Strahlung

integrierte Montageweise:

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = 5 \varepsilon (T_L - T_e)$$

mit: \dot{q}_{STRL} in W/m^2
 $(T_L - T_e)$ in K
und $\varepsilon = \varepsilon_W = 0,92$, falls $X_A < x_L$

hinterlüftete Montageweise:

$$\dot{q}_{\text{STRL}} = 9\epsilon(T_L - T_e)$$

mit: \dot{q}_{STRL} in W/m^2
 $(T_L - T_e)$ in K

und $\epsilon = \epsilon_W = 0,92$, falls $x_A < x_L$.

f) Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei Leerlauftemperatur.

Integrierte Montageweise:

$$k_{a_\infty} = 5\epsilon + 2(28 v_W^2 + |\dot{q}_{\text{STR}}/k_{a_0}|^{0,88})^{0,38}$$

hinterlüftete Montageweise

$$k_{a_\infty} = 9\epsilon + 2((28 v_W^2 + |\dot{q}_{\text{STR}}/k_{a_0}|^{0,88})^{0,38} + (28 v_{WR}^2 + |\dot{q}_{\text{STR}}/k_{a_0}|^{0,88})^{0,38})$$

mit k_{a_∞} in $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

ϵ in -

v_W, v_{WR} in m/s

\dot{q}_{STR} in W/m^2

und $k_{a_0} = \begin{cases} 18 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) & \text{für integrierte Montageweise} \\ 25 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K}) & \text{für hinterlüftete Montageweise} \end{cases}$

Berechnung der Leerlauftemperatur:

$$T_{A_\infty} = T_L + \frac{\dot{q}_{\text{STR}}}{k_{a_\infty}}$$

mit T_{A_∞} in $^\circ\text{C}$

T_L in $^\circ\text{C}$

\dot{q}_{STR} in W/m^2

k_{a_∞} in $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

Berechnung des scheinbaren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten

$$k_{a_e}^* = \frac{\dot{q}_{\text{KOND}} + \dot{q}_{\text{KONV}} + \dot{q}_{\text{STRL}} + \dot{q}_{\text{STR}}}{T_{A_\infty} - T_e}$$

Berechnung des scheinbaren mittleren Wärmeübergangskoeffizienten

$$\overline{k_a^*} = k_{a_e}^* + (k_{a_\infty} - k_{a_e}^*) (1 - \exp(-\frac{k_{a_0}}{c_{SP}}))$$

mit k_{a_0} vgl. Punkt (f).

Berechnung der Soleaustrittstemperatur

$$T_a = T_e + (T_{A_\infty} - T_e) (1 - \exp(-\frac{\overline{k_a^*} f}{c_{SP}}))$$

mit $f = \frac{k_i}{k_i + \overline{k_a^*}}$

Berechnung des abgegebenen Nutzwärmestroms

$$\dot{Q}_{NUTZ} = \dot{M} \cdot c_F (T_a - T_e)$$

Bei einigen der angegebenen Gleichungen und Konstanten handelt es sich um Näherungen, die nicht aus Kapitel 3 ableitbar sind, jedoch für reduzierte Genauigkeitsanforderungen ausreichen.

Liegt die Leerlaufstemperatur als Meßgröße vor, so kann zur Berechnung der Nutzwärmeabgabe auf die Strahlungsdaten verzichtet werden. In diesem Fall ist der oben beschriebene Berechnungsgang der Punkte a, b, d und e übertragbar. Abweichend gilt für die Punkte c und f:

- c) Bestimmung des Strahlungsbeitrages \dot{q}_{STR} aus der Leerlaufstemperatur.

$$\dot{q}_{STR} = k_{a_\infty} (T_{a_\infty} - T_L)$$

- f) Äußerer Wärmeübergangskoeffizient bei Leerlauftemperatur.

Integrierte Montageweise:

$$k_{a_\infty} = 5 \text{ €} + 2 (28 v_W^2 + |T_{A_\infty} - T_L|^{0,88})^{0,38}$$

Hinterlüftete Montageweise:

$$k_{a_\infty} = 9 \text{ €} + 2 ((28 v_W^2 + |T_{A_\infty} - T_L|^{0,88})^{0,38} + (28 v_{WR}^2 + |T_{A_\infty} - T_L|^{0,88})^{0,38})$$

mit: $k_{a\infty}$ in $W/(m^2K)$
 ϵ in -
 v_W, v_{WR} in m/s
 $|T_{A\infty} - T_L|$ in K

Die weitere Berechnung

- des scheinbaren äußeren Wärmeübergangskoeffizienten,
 - des scheinbaren mittleren Wärmeübergangskoeffizienten,
 - der Soleaustrittstemperatur,
 - des abgegebenen Nutzwärmestromes
- erfolgt ungeändert.

Betrachtet man zum Zweck der Nutzwärmeabgabeberechnung eines Energieabsorbers die Leerlauftemperatur als Umgebungsparameter, so ist die Umgebung durch die Größen T_L, φ, v_W und $T_{A\infty}$ hinreichend charakterisiert. Die Bedeutung dieser Tatsache liegt darin, daß durch die Leerlauftemperatur die zwei Meßgrößen Globalstrahlung und atmosphärische Gegenstrahlung substituiert werden können. Neben der Reduzierung der Anzahl der Meßgrößen ist die Erfassung der Leerlauftemperatur problemloser und kostengünstiger als die wartungsintensive Messung der Globalstrahlung und atmosphärischen Gegenstrahlung.

Bei der Bewertung des vereinfachten Berechnungsverfahrens zeigen sich typische Abweichungen des Nutzwärmestromes von ca. 10 % zum gemessenen Wert.

6.4 Kennlinien zur Charakterisierung des thermischen Verhaltens von Energieabsorbern

Eine ähnlich einfache Charakterisierung des thermischen Verhaltens, wie sie von Sonnenkollektoren durch die Wirkungsgradkennlinie bekannt ist, gibt es für den Energieabsorber aus zwei Gründen nicht:

- die Anzahl und Komplexität der Einflußparameter ist größer als beim Sonnenkollektor,
- nichtlineare Abhängigkeiten mehrerer Einflußgrößen erschweren Normierungsversuche und die Bildung anschaulicher Kenngrößen.

Für Teilbereiche der möglichen Betriebszustände, wie z.B. für Strahlungsabsorption bei Arbeitstemperaturen oberhalb der Lufttemperaturen, lassen sich dennoch Kennlinienfelder übersichtlich darstellen.

In den Abbildungen 6.9, 6.10 und 6.11 sind solche Kennlinienfelder durch Modellrechnungen erzeugt worden. Es handelt sich um idealisierte Energieabsorber, deren Flächenwirkungsgrad $\eta_{\text{eff}} = 1$ ist, und deren innere Wärmeübergänge keine Verluste verursachen ($f = 1$).

Da diese Art der Kennlinien neben dem Grad der umgewandelten Strahlung über das erreichbare Temperaturniveau Auskunft geben, werden hier beispielhaft integrierte Energieabsorber vergleichend dargestellt. Vorausgesetzt ist eine idealisierte Rückseite. Wegen des Einflusses der atmosphärischen Gegenstrahlung ist der Nutzwärmestrom nicht mehr allein auf die Globalstrahlung, sondern auf die Größe

$$q_{\text{STR}} = \alpha \dot{G} + \epsilon \dot{L}^*$$

bezogen worden.

Die maximalen Leerlauftemperaturen werden nach /6.1/ für die Bezugsdaten $\dot{G} = 1000 \text{ W/m}^2$, $T_L = 32^\circ\text{C}$, $v_W < 3 \text{ m/s}$ (insbesondere $v_W = 0 \text{ m/s}$) erreicht.

Zur vergleichbaren und eindeutigen Bestimmung der Umgebungsbedingungen am Energieabsorber muß den Bezugsdaten noch ein Maß für thermische Strahlungsverhältnisse der Umgebung hinzugefügt werden.

Für die in Tab. 6.1 aufgeführten berechneten maximalen Leerlauftemperaturen (Stillstandtemperaturen) wurde eine thermische Strahlungsdifferenz zur Lufttemperatur von $\dot{L}^* = -50 \text{ W/m}^2$ angenommen.

Bei der Berechnung wurde für die integrierten Energieabsorber eine ideale Rückseitenisolation vorausgesetzt.

Wegen der Aufheizung der rückseitigen Umgebung des hinterlüfteten Leerlaufabsorbers ist mit einem verminderten Strahlungsaustausch (80 %) an der Rückseite gerechnet worden.

An dieser Stelle sei gesagt, daß die o.g. Bezugsdaten, insbesondere die Windgeschwindigkeit $v_W = 0 \text{ m/s}$, Laborcharakter haben, und daß für kleine Flächen die angegebenen maximalen Leerlauftemperaturen praktisch nicht erreicht werden.

Tabelle 6.1: Berechnete maximale Leerlauftemperaturen verschiedener Energieabsorber

Montageweise	Oberflächenbeschichtung	max. Leerlauftemperatur
integriert	selektiv ($\alpha = 0,9$; $\epsilon = 0,15$)	120 °C
integriert	schwarz (nicht selektiv, $\alpha = 0,95$, $\epsilon = 0,9$)	95 °C
hinterlüftet	selektiv ($\alpha = 0,9$; $\epsilon = 0,15$)	85 °C
hinterlüftet	schwarz (nicht selektiv, $\alpha = 0,95$; $\epsilon = 0,9$)	70 °C

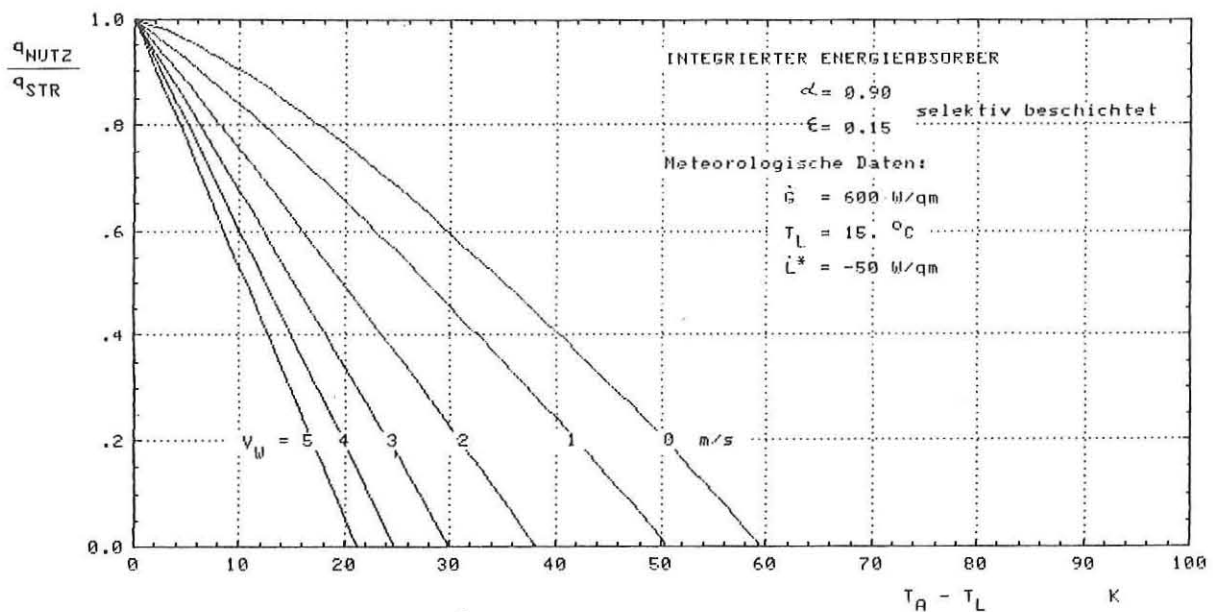


Abb. 6.9: Mit dem vereinfachten Rechenmodell erzeugte Kennlinien eines selektiv beschichteten Energieabsorbers für verschiedene Windgeschwindigkeiten bei konstanter Einstrahlung.

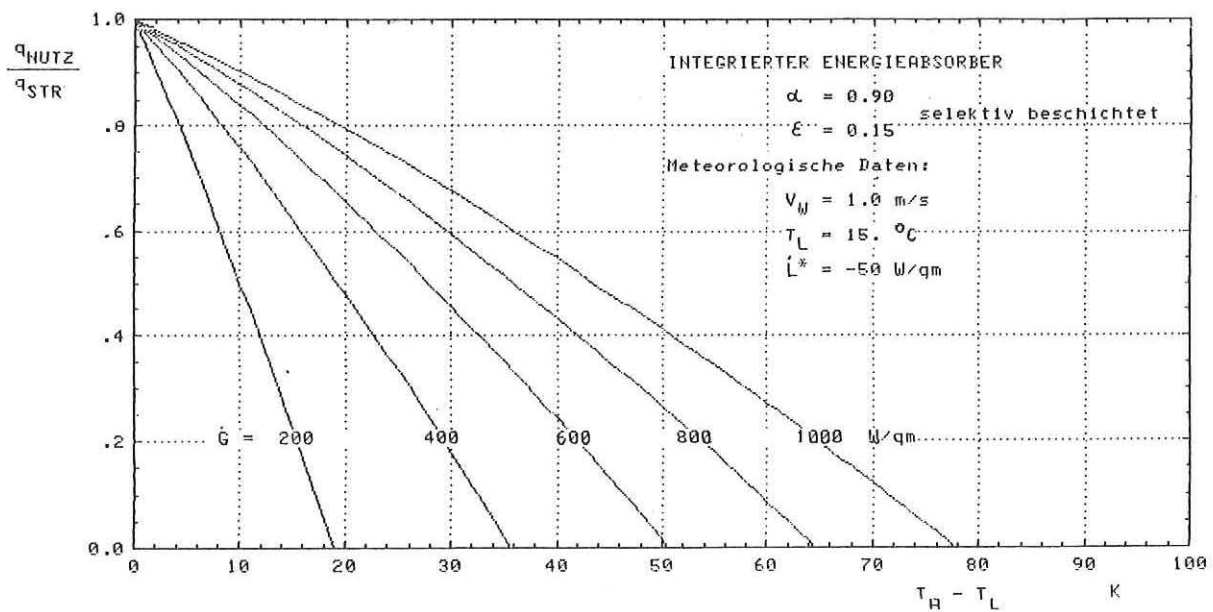


Abb. 6.10: Mit dem vereinfachten Rechenmodell erzeugte Kennlinien eines selektiv beschichteten Energieabsorbers bei Absorption verschiedener Strahlungsleistungen in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz des Absorbers zur Umgebungsluft.

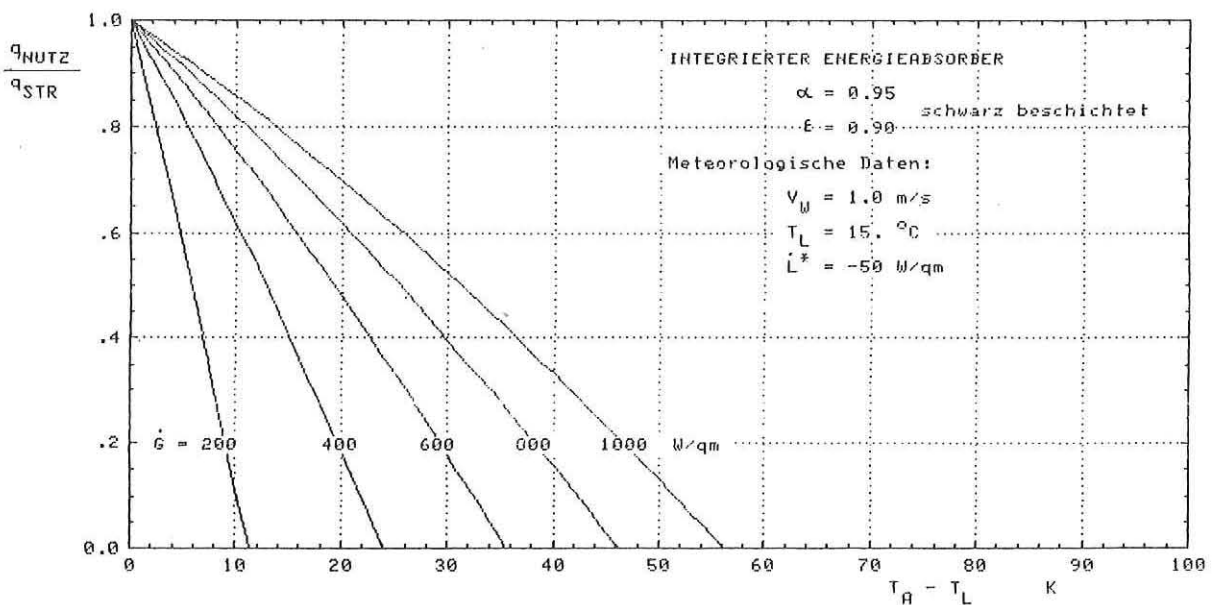


Abb. 6.11: Mit dem vereinfachten Rechenmodell erzeugte Kennlinien eines schwarzen Energieabsorbers bei Absorption verschiedener Strahlungsleistungen in Abhängigkeit der Temperaturdifferenz des Absorbers zur Umgebungsluft.

7 FOLGERUNGEN UND AUSBLICK

Mit dem in Kapitel 4 beschriebenen Meßsystem ist am Institut für Kernphysik der KFA Jülich ein Instrumentarium aufgebaut worden, das es gestattet, verschiedene Typen von Flächenwärmetauschern unter variierenden Umweltbedingungen vergleichend zu vermessen. Zusätzlich zu den kalorimetrischen Meßwerten werden für fast alle Betriebszustände die relevanten meteorologischen Parameter gleichzeitig registriert und stehen damit sowohl zur Ergebnisinterpretation als auch zur rechnerischen Simulation der Nutzenergieabgabe zur Verfügung.

Parallel zu den durchgeführten Messungen wurden Simulationsmodelle zur Berechnung der in den verschiedenen Betriebssituationen auftretenden Energiegewinne und -verluste sowie deren Aufteilung in die Einzelanteile entwickelt. In die Wärmetauschengleichung eines Absorberelementes wurde in einem Simulationsmodell (Iterationsverfahren) die Leerlauftemperatur als Kenngröße eingeführt. Mit der leicht meßbaren Leerlauftemperatur ist zur Nutzenergieberechnung eines Absorberelementes die kosten- und wartungsintensive Messung der Global- und atmosphärischen Gegenstrahlung nicht mehr notwendig. Die Zahl der meteorologischen Einflußgrößen reduziert sich damit auf die drei Parameter Windgeschwindigkeit, Lufttemperatur und Luftfeuchte.

Die Auswertungen zeigen, daß sowohl mit dem in Kapitel 3.1 und 6 vorgestellten Iterationsverfahren als auch nach der Methode der finiten Elemente fast alle Simulationsergebnisse innerhalb der Fehlertoleranzen mit den Meßwerten übereinstimmen. Lediglich bei Reif- und Eisbelag auf den Absorbern treten durch die veränderten und nicht genau bekannten Eigenschaften der Absorbtoberfläche signifikante Abweichungen zwischen Messung und Simulation auf.

Ungleichmäßige Strömungsverteilungen im Energieabsorber (tote Ecken) stellten sich als schwerwiegender Minderungsfaktor heraus. Der funktionsgerechten Gestaltung von Verteilungs- und Sammelkanälen am Ein- und Auslaß kommt in dieser Hinsicht besondere Bedeutung zu. Zur Lokalisierung ungleichmäßiger Strömungsverteilungen kann die Thermographie wertvolle Hilfe leisten.

Die Meßergebnisse zeigen die unterschiedlichen Einsatzbereiche der integrierten bzw. hinterlüfteten Energieabsorber auf. Im Betrieb als Flächenwärmetauscher mit konvektiven Energiegewinnen ist die Nutzenergieabgabe der hinter-

lüfteten Elemente größer als die der integrierten Absorber, während im Betrieb als Strahlungsabsorber die integrierten Komponenten bei Arbeitstemperaturen oberhalb der Lufttemperatur höhere Energiegewinne aufweisen.

Bezüglich der Oberflächenbeschichtung der Elemente (schwarz/selektiv) zeigte sich, daß mit dem selektiv wirksamen Typ ein deutlich höheres Temperaturniveau (Leerlauftemperatur) z.B. für die Brauchwasserbereitung im Sommer erreicht werden kann. Bei Betriebstemperaturen unterhalb des Taupunktes wird auch von den selektiven Komponenten aufgrund der Bildung von Tau- und Reifschichten die thermische Strahlung entsprechend dem Benetzungsgrad teilweise genutzt.

Soll neben dem Einsatz von Energieabsorbern im Heizsystem zeitweise auch die Brauchwassererwärmung durch Direktnutzung erfolgen, so erscheint die Verwendung von integrierten, selektiv beschichteten und strahlungsexponiert installierten Absorberflächen sinnvoll. Kennlinien, die das Verhalten des Energieabsorbers als Sonnenkollektor beschreiben, können dabei als Planungshilfe herangezogen werden.

Bei den in Kapitel 6 dargestellten Kennlinien zeigte sich zwischen dem selektiv und schwarz beschichteten Absorber ein deutlicher Unterschied im erreichbaren Temperaturniveau. Für Untersuchungen des Langzeitverhaltens von Energieabsorbern erscheint in diesem Zusammenhang die Frage besonders interessant, inwieweit durch Aerosolablagerungen auf der Absorberoberfläche die selektiven Eigenschaften beeinträchtigt werden.

Nachdem es gelungen ist, das thermische Verhalten des Energieabsorbers als Funktion der relevanten meteorologischen Parameter zu beschreiben, kann als nächster Schritt die Behandlung der folgenden noch offenen Fragen durchgeführt werden:

- Übertragbarkeit oder Veränderung der Modellgleichungen auf verwandte Energiesammler,
- Verhalten des Energieabsorbers im Heizsystem
- Untersuchung des Einflusses reduzierter Wetterdaten auf die Modellgenauigkeit

8 LITERATUR

Kapitel 1

- /1.1/ H. BRASS, J. LÜKE:
Großflächige flexible Wärmetauscher als Energiedach.
Kunststoffe im Bau, 15. Jahrgang, Heft 3 (1980), 120-123.
- /1.2/ F. AUER:
Sonnenkollektor oder Energiedach.
Sonnenenergie, Heft 6 (1980), 15-16.
- /1.3/ Solar Wärmepumpen.
Info Dienst (1980), 24. Ausgabe. Promotor Verlags- und Förderungs-
ges. mbH, Karlsruhe, Postfach 211053.
- /1.4/ Solarwatt Information, Kollektor-Energiedach-Wärmepumpe.
Druckschrift Nr. D SBS 1157 80 D. BBC Spezialbereich Solartechnik,
Postfach 1320, 6909 Walldorf.
- /1.5/ Evidal-Energiedach.
Produktinformation der VDM Aluminium GmbH, Zeilweg, 6000 Frankfurt 50.
- /1.6/ F. STEINBERG:
Gute Ergebnisse mit dem Evidal Energiedach.
Sanitär- und Heizungstechnik Nr. 3 (1980).
- /1.7/ H. FASTENRATH:
Gute Ergebnisse mit dem Energiedach.
Sanitär- und Heizungstechnik Nr. 4 (1980).
- /1.8/ Wärmepumpen-Absorber. Heizungstechnologie.
VAW-Leichtmetall GmbH, Technische Beratung und Entwicklung, Bonn.
- /1.9/ RWE Bau Handbuch 1979/80, 445-477.
Herausgeber RWE Hauptverwaltung, Abt. Anwendungstechnik, 4300 Essen-1.
- /1.10/ RWE informiert Nr. 157. Das Energie-Dach.
RWE AG Essen, Abt. Anwendungstechnik, 4300 Essen-1.
- /1.11/ RWE informiert Nr. 166. Energie-Dach, Energie-Fassade, Energie-Zaun,
Energie-Stapel.
RWE AG Essen, Abt. Anwendungstechnik, 4300 Essen-1.
- /1.12/ B.H. REDDEMANN:
Kollektor oder Energiedach-Absorber. 3. Int. VDM Symposium Solar-
technik (1980). Zeilweg, 6000 Frankfurt 50.
- /1.13/ P. ZELLE:
Allgemeine Erläuterungen zum Betrieb von Energieabsorber/Wärmepumpen-
Systemen.
VDM Aluminium GmbH, Zeilweg, 6000 Frankfurt 50 (1981).
- /1.14/ P. KALISCHER:
Die elektrisch angetriebene Wärmepumpe.
VDI-Berichte Nr. 343 (1979).

- /1.15/ P. MÜLLER:
Beurteilungskriterien zur Nutzung der Wärmequellen Luft, Wasser und Erdreich durch Wärmepumpen.
VDI-Berichte Nr. 343 (1979).
- /1.16/ R. KERSTEN, H. KNABEN, B. STEINMÜLLER, B. VITT:
Sonnenheizungsanlagen-Wärmepumpenheizung - Ein Vergleich.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 151-157 (freie Vorträge).
- /1.17/ K. SCHIMMELPFENNIG:
Entwicklung und Erprobung von Flächenwärmetauschern zur Nutzung von Umgebungsenergie für die Raumheizung.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 111-118 (Stattusseminar Sonne).
- /1.18/ P. SCHLEEVOIGT:
Anwendungsmöglichkeiten des Energiedaches in der Praxis.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 168-177 (freie Vorträge).
- /1.19/ B. DIETRICH:
"Der Energie-Stapel" - Wärmenutzung aus windbewegter Luft.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 263-274 (freie Vorträge).
- /1.20/ U. HEIDTMANN:
Aufbau und Funktion von Energiedächern.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 178-187 (freie Vorträge).
- /1.21/ B.H. REDDEMANN:
Zur Frage der Wirkungsweise und Auslegung von Energiedächern.
Tagungsbericht des 3. Int. Sonnenforums Hamburg (1980) 158-167.

Kapitel 3

- /3.1/ VDI-Wärmeatlas (1974)
Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure, Düsseldorf.
- /3.2/ O. KRISCHER, W. KAST:
Konvektive Wärme- und Stoffübertragung.
Springer Verlag, Berlin (1971).
- /3.3/ R. SCHIRMER:
Die Diffusionszahl von Wasserdampf-Luftgemischen und die Verdampfungsgeschwindigkeit.
VDI-Beiheft Verfahrenstechnik 170-177.
- /3.4/ V. GNIELINSKI:
Verfahrenstechnik (1974).
- /3.5/ U. GRIGULL:
Wärmeübertragung.
Springer-Verlag, Berlin (1962).

- /3.6/ H.J. MASCHEK:
Grundlagen der Wärme- und Stoffübertragung.
VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig (1970).
- /3.7/ K. SCHIMMELPFENNIG:
Flächenwärmetauscher.
Verlag C.F. Müller, Karlsruhe (1982).
- /3.8/ H.Y. WONG:
Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers.
Longman, London/New York (1977).
- /3.9/ DIN 4701. Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden.
Beuth Verlag GmbH, 1000 Berlin 30 und 5000 Köln 1.
- /3.10/ RECKNAGEL, SPRENGER:
Taschenbuch für Heizungs- und Klimatechnik, 61. Ausgabe.
Verlag R. Oldenbourg, München, Wien (1981).
- /3.11/ Monatlicher Witterungsbericht.
Amtsblätter des Deutschen Wetterdienstes, Frankfurter Str. 135,
Offenbach/Main.
- /3.12/ Berichte des Deutschen Wetterdienstes Nr. 147 (1978).
Die Windverhältnisse in der BRD im Hinblick auf die Nutzung der
Windkraft.
Offenbach, Selbstverlag des DWD.
- /3.13/ Deutscher Wetterdienst, Meteorologisches Observatorium Hamburg,
seit 1976: Ergebnisse von Strahlungsmessungen in der Bundesrepublik
Deutschland sowie von speziellen Meßreihen am Meteorologischen Ob-
servatorium Hamburg, Nr. 1-6 (1976-1981) fortlaufend.
- /3.14/ F. KASTEN, H.J. GOLCHERT:
Atlas über die Sonnenstrahlung in Europa. Bd. 1: Globalstrahlung auf
horizontale Flächen.
Herausgeber W. PALZ, Kommission der europäischen Gemeinschaft.
W. Grösschen Verlag, Dortmund (1979).
- /3.15/ WMO Technical Note 172 (1981).
Meteorological aspects of the utilization of solar radiation as an
energy source.
WMO No. 557, Secretariat of the World Meteorological Organization,
Geneva, Switzerland.
- /3.16/ International Energy Agency Task IV.
An introduction to meteorological measurements and data handling for
solar energy applications.
NTIS U.S. Department of Commerce, 5285 Port Royal Road, Springfield,
Virginia 22161.
- /3.17/ Meteorologisches Observatorium Hamburg.
Verschiedene meteorologische Daten mit stündlicher Auflösung für das
Jahr 1973.
Frahmredder 95, 2000 Hamburg 65.
- /3.18/ Federal Meteorological Handbook Nr. 1. Surface observations.
U.S. Department of Commerce (1970).

- /3.19/ Weather Bureau Observing Handbook No. 2, Substation observations.
U.S. Department of Commerce (1970).
- /3.20/ J.E. HAY:
Study of shortwave radiation on nonhorizontal surfaces.
Atmospheric Environment Service, Downsview, Ontario, Canada (1979).
- /3.21/ R.J. LIND:
A model of long wave irradiance from surface observations.
Diplomarbeit an der Universität von Washington, Seattle, Department
of Atmospheric Sciences (1981).
- /3.22/ M.J. MÜLLER:
Handbuch ausgewählter Klimastationen der Erde.
Herausgeber Gerold RICHTER, Trier, Forschungsstelle Bodenerosion der
Universität Trier (1980).
- /3.23/ D. BRUNT:
Proceedings R. Soc. 124 (A) (1929) 201.
- /3.24/ W.H. DINES, L.H.G. DINES:
Mem. R. Meteor. Soc. 2 (1927) No. 11.
- /3.25/ A.J. ARNFIELD:
Evaluation of empirical expressions for the estimation of hourly
and daily totals of atmospheric longwave emission under allsky con-
ditions.
Quart. J. R. Met. Soc. 89 (1963) 339-348.
- /3.26/ W.C. SWINBANK
Longwave radiation from clear skies.
Quart. J. R. Met. Soc. 105 (1979) 1041-1052.
- /3.27/ S.B. IDSO, R.D. JACKSON:
Thermal radiation from the atmosphere.
Journal of Geophysical Research, Vol. 74 (1969) No. 23, 5397-5403.
- /3.28/ G.W. PALTRIDGE:
Day-time long-wave radiation from the sky.
Quart. J. R. Met. Soc. 96 (1970) 645-653.
- /3.29/ S.B. IDSO:
Systematic deviations of clear sky atmospheric thermal radiation from
predictions of empirical formular.
Quart. J. R. Met. Soc. 98 (1972) 399-401.
- /3.30/ H.M. BOLZ:
Die Abhängigkeit der infraroten Gegenstrahlung von der Bewölkung.
Zeitschrift für Meteorologie (1949) 201-203.
- /3.31/ E.L. DEACON:
The derivation of Swinbank's longwave radiation formula.
Quart. J. R. Met. Soc. 96 (1970) 313-319.
- /3.32/ M.H. UNSWORTH, J.L. MONTEITH:
Long wave radiation at the ground. I. Angular distribution of incoming
radiation.
Quart. J. R. Met. Soc. 101 (1975) 13-24.

/3.33/ M.H. UNSWORTH:

Long wave radiation at the ground. II. Geometry of interception by slopes, solids and obscured planes.
 Quart. J. R. Met. Soc. 101, 25-34.

Kapitel 4

/4.1/ R. WAGNER:

An outdoor test facility for heat absorbers.
 Jül-Spez-99 (1981) 143.

/4.2/ K. MASSMEYER:

Einflüsse meteorologischer Parameter auf die Stillstandstemperatur thermischer Flachkollektoren.
 Jül-Spez-90 (1980).

/4.3/ Topographische Karte des Landesvermessungsamtes NRW, 5004, Jülich.

/4.4/ Hoechst AG Frankfurt:

Stoffdaten für ein Antifrogen N/Wasser Gemisch.

/4.5/ R. WAGNER, H. LABUS:

Use of ΔT amplifier in selecting matched pairs of platinum resistance thermometers.
 Jül-Spez-99 (1981) 141.

/4.6/ C.U. DÄKE:

Über ein neues Modell des Strahlungsbilanzmessers nach Schulze.
 Berichte des DWD 16 (1972) 126.

/4.7/ J.W. GRÜTER et al.:

MADAS - A versatile data acquisition system.
 Jül-Spez-36 (1979) 166.

Kapitel 5

/5.1/ B. POOS:

Wärmedurchgänge am Absorberelement.
 Jül-Spez-196 (1982).

/5.2/ K. MASSMEYER, R. POSORSKI, H.J. STEIN:

Indoor measurements on the heat balance of an absorber plate.
 Annual Report Institut für Kernphysik.
 Jül-Spez-99 (1980).

/5.3/ W. BODEWIG:

Bestimmung des Absorptionsvermögens von Energieabsorbern aus deren Leerlauftemperatur.
 Studienarbeit am Institut für Technische Thermodynamik der RWTH Aachen (1982).

Kapitel 6/6.1/ DIN 4757. Bestimmung der Stillstandstemperatur von Sonnenkollektoren.
 Beuth Verlag GmbH, Berlin/Köln.

ANHANG

- /A.1/ A. WEUTHEN:
Eine Beurteilung der Lufttemperaturmessung im Anwendungsbereich regenerativer Energieanlagen.
KFA-STE-IB-1/82 (1982).
- /A.2/ W. BAUER, B. BUSCHNER:
Beitrag zur Messung der Lufttemperatur mit verschiedenen Formen des Strahlungsschutzes.
Berichte des Deutschen Wetterdienstes Nr. 19(3), Bad Kissingen (1955).
- /A.3/ G. MÜLLER:
Vergleichende Untersuchung meteorologischer Messungen in konventionellen Wetterhütten aus Holz und Kunststoffhütten nach Thaller.
Meteorologische Rundschau 34 (1981) 119-125, Gebr. Bornträger, Berlin.
- /A.4/ E. KEMPF, M. DIEM:
Vergleich zwischen einem Meßwertgeber für Temperatur mit Strahlungsschutz nach Baumbach und einem Widerstandsthermometer mit elektrischer Ventilation nach Frankenberger.
Meteorologische Rundschau 31 (1978) Berlin.
- /A.5/ DIN 43760. Temperaturmessung.
Beuth Verlag GmbH, Berlin 30 und Köln 1.
- /A.6/ D.W. CAMP, R.E. TURNER, L.P. GILCHRIST:
Response test of cup, vane and propeller wind sensors.
Journal of Geophysic Research Vol. 75, No. 27 (1970) 5265-5270.
- /A.7/ P. HYSON:
Cup anemometer response to fluctuating wind speeds.
Journal of Applied Meteorology 11 (1972) 843-848.
- /A.8/ N.E. BUSCH, L. KRISTENSEN:
Cup anemometer overspeeding.
Journal of Applied Meteorology 15 (1976) 1328-1332.
- /A.9/ E.J. KAGANOV, A.M. YAGLOM:
Errors in windspeed measurements by rotation anemometers.
Boundary Layer Meteorology 10 (1976) 15-34.
- /A.10/ Y. IZUMI, M.L. BARAD:
Wind speeds as measured by cup and sonic anemometers and influenced by tower structure.
Journal of Applied Meteorology 5 (1970) 219-225.
- /A.11/ E.L. DEACON:
The over-estimation error of cup anemometers in fluctuating winds.
Journal Sci. Instr. 28 (1950) 231-234.
- /A.12/ G.C. GILL:
The helicoid anemometer.
Atmosphere, Vol. 11, No. 4 (1973) 145-155.
- /A.13/ B.B. HICKS:
Propeller anemometers as sensors of atmospheric turbulence.
Boundary Layer Meteorology 3 (1973) 214-218.

- /A.14/ T.W. HORST:
Corrections for response errors in a three component propeller anemometer.
Journal of Applied Meteorology, Vol. 12 (1973) 716-725.
- /A.15/ K. DEHNE:
Wichtige Spezifikationen von Pyranometern für Solarenergie-Belange (Übersichtsreferat).
DGS-Forum 76 (1976) 163-178.
- /A.16/ P. BENER:
Untersuchung über die Wirkungsweise des Solarigraphen Moll-Gorczynski.
Inaugural-Dissertation, Springer Verlag Wien (1950).
- /A.17/ K.L. COULSEN:
Solar and terrestrial radiation.
Academic Press, New York, San Francisco, London (1975).
- /A.18/ K. DEHNE:
About technique of measuring the global radiation, direct solar beam radiation and diffuse sky radiation.
DGS-Forum 78 (1978) 1-15.
- /A.19/ K. DEHNE:
Solar Strahlungsmessungen im Rahmen der Weltorganisation für Meteorologie (WMO) (Solar radiation measurements within the framework of WMO) (1978) 15-26.
- /A.20/ W. EBKE, J.W. GRÜTER:
Ein relatives Eichverfahren für Pyranometer.
KFA Jülich, Interner Bericht KFA-IKP-IB-2/80 (1980).
- /A.21/ H.D. TALAREK (hrsg.):
Results of a pyranometer comparison.
International Energy Agency Task III, Program to Develop and Test Solar Heating and Cooling Systems, WRC PMOD Davos, (1980).
- /A.22/ B. ALBRECHT, M. POELLOT, S.K. COX:
Pyrgeometer measurements from aircraft.
Rev. Sci. Instr., Vol. 45, No. 1 (1974) 33-38.
- /A.23/ B. ALBRECHT, S.K. COX:
Procedures for improving pyrgeometer performance.
Journal of Applied Meteorology Vol. 16 (1977) 188-197.
- /A.24/ J.W. ENZ, J.C. KLINK, D.G. BAKER:
Solar radiation effects on pyrgeometer performance.
Journal of Applied Meteorology, Vol. 14 (1975) 1297-1302.
- /A.25/ A. WEISS:
On the performance of pyrgeometers with silicon domes.
Journal of Applied Meteorology, Vol. 20, No. 8 (1981) 962-965.
- /A.26/ J. SCHMETZ, E. RASCHKE, H. FIMPEL:
Aircraft measurements of thermal radiation in the clear atmosphere.
Hamburger Geophysikalische Einzelzeitschriften (1982).
- /A.27/ Mollier h-x-Diagramm, angefertigt am Institut für technische Thermodynamik der RWTH Aachen.

Danksagung

Die vorliegende Veröffentlichung berichtet über das gemeinsame Arbeitsfeld der Promotionen beider Autoren, die unterschiedlich ausgerichtete Fragestellungen zum Gebiet der Energieabsorber bearbeiten. Die Promotion von Herrn Dipl.-Ing. R. POSORSKI wird am Lehrstuhl für technische Thermodynamik der RWTH Aachen von Herrn Prof. Dr. K.F. KNOCHE betreut. Herr Prof. Dr. E. RASCHKE vom Lehrstuhl für Meteorologie des Instituts für Geophysik und Meteorologie der Universität zu Köln ist der Doktorvater von Herrn Dipl.-Met. K. MASSMEYER.

Für Anregungen und Kritik zu dieser Arbeit sowie die Möglichkeit der Versuchsdurchführung am Institut für Kernphysik (IKP) der Kernforschungsanlage Jülich GmbH danken wir Herrn Prof. Dr. O.W.B. SCHULT. Herr Dr. H.J. STEIN hatte als Leiter der Solarenergiegruppe des IKP ein waches Auge für den Fortgang der Messungen. Ihm sei ebenfalls für sein Interesse gedankt.

Unser besonderer Dank gilt Herrn Dr. R. WAGNER, der die Planungs- und Aufbauphase des Teststandes geleitet und, ebenso wie Herr Dr. F.A. PEUSER, in kritischer Diskussion wertvolle Hinweise bei der Abfassung des Manuskriptes gegeben hat.

Herzlich gedankt sei auch Herrn E. GOLLNIK für seine gewissenhaften Zustandsbeschreibungen der Absorberflächen. Ebenfalls bedanken möchten wir uns bei den Mitarbeitern des Meteorologischen Observatoriums Hamburg, die uns mit der Bereitstellung der Wetterdaten für das Jahr 1973 und zahlreichen Auskünften zu meßtechnischen Problemen wertvolle Hilfe geleistet haben.

im November 1982

R. Posorski und K. Maßmeyer

A N H A N G

A 1 - Meßverfahren und Meßfehler meteorologischer Größen

Temperaturmessung

Im Kapitel 3 wurde auf die Bedeutung der Lufttemperaturmessung für die Charakterisierung der Wärmeübertragung an einem Absorberelement eingegangen. Zur Messung der Umgebungstemperatur wird auf dem Markt eine Vielzahl von Instrumenten für unterschiedliche Anwendungsbereiche angeboten. Die wesentlichen Unterscheidungsmerkmale sind neben dem Sensor (Trägheit, Genauigkeit) vor allem die Art des Strahlungsschutzes und der Ventilationssysteme. Eine umfassende Zusammenstellung der gebräuchlichen Instrumente findet man bei WEUTHEN /A.1/. BAUER /A.2/ und MUELLER /A.3/ haben verschiedene Formen des Strahlungsschutzes vergleichend untersucht. KEMPF /A.4/ beschäftigt sich mit dem Einfluß der künstlichen Ventilation auf die Temperaturmeßwerte.

Oft wird als Sensor für die Temperaturmessung ein Platindrahtwiderstand verwendet, dessen temperaturabhängige Widerstandsänderung sich unproblematisch digital oder analog registrieren läßt. Nach DIN 43760 /A.5/ wird die Widerstandszunahme mit der Temperatur nach einem Polynom 3. Grades beschrieben. Auf einer elektronischen Datenerfassungsanlage wird für die Berechnung der Einzelwerte innerhalb eines Abfrageintervalls relativ viel Zeit benötigt. Es gibt daher verschiedene lineare Näherungsformeln, deren Koeffizienten auf das jeweils interessierende Temperaturintervall angepaßt werden können. Verschiedene Linearisierungsfehler sind in /A.1/ in Abhängigkeit der Absoluttemperatur aufgetragen. Im Temperaturbereich von 0 - 80 °C kann dieser Fehler max. 1 K erreichen, wenn man beispielsweise bei dem in /A.5/ angegebenen Polynom nur die lineare Näherung verwendet.

Windgeschwindigkeit

Zur Messung der Windgeschwindigkeit wird in den meisten Fällen ein Schalenanemometer verwendet. Durch den einfachen Aufbau ist das Instrument nahezu wartungsfrei und deshalb für den kontinuierlichen Einsatz über einen längeren Zeitraum einsetzbar.

Je nach Problemstellung ist die Kenntnis verschiedener Instrumentenkenngößen (Anlaufgeschwindigkeit, Zeitkonstante, Dämpfungsverhältnis) wichtig.

Eine Zusammenstellung und allgemeine Definition dieser Kenngrößen findet sich bei CAMP et al. /A.6/. Sie haben keineswegs über die Lebensdauer des Gerätes konstante Werte. Es ist empfehlenswert und bei allen detaillierten Untersuchungen unumgänglich, die Anemometer vor und nach einer Meßperiode (mindestens jedoch jährlich) zu kalibrieren.

Als Beispiel für die Änderung der Gerätekenngößen soll der Vergleich einer Eichung dienen, die mit einem Schalensternanemometer direkt nach der Lieferung und nach 3 Jahren Betriebszeit durchgeführt wurde (Abb. A.1). Bei der ersten Eichung wurden die vom Hersteller angegebenen Werte für Anlaufgeschwindigkeit und Empfindlichkeit bestätigt. Die Nacheichung ergab eine deutlich höhere Anlaufgeschwindigkeit und eine nur leicht veränderte Empfindlichkeit.

Neben dieser Meßungenauigkeit bedingt durch einen veränderten Eichwert (Anlaufgeschwindigkeit und Empfindlichkeit) liegt die Hauptfehlerquelle bei der Messung mit Schalen- (Stern- oder Kreuz-)anemometern vor allem im sogenannten "Overspeeding"-Effekt. Das Overspeeding entsteht durch die verschiedenen Widerstandsbeiwerte der Vorder- und Rückseite der Anemometerschalen. Durch die Trägheit des Schalensterns ergibt sich bei abnehmender Windgeschwindigkeit ein Nachlaufen des Rotors und somit eine Überschätzung der realen Windgeschwindigkeit. Das Overspeeding ist außer von der Trägheit des Anemometers u.a. abhängig von der Windgeschwindigkeit, der Frequenz und Amplitude der Fluktuationen sowie von vertikalen Luftbewegungen (HYSON /A.7/, BUSCH /A.8/, KAGANOV /A.9/).

Nach HYSON /A.7/ setzt sich der Overspeeding-Fehler aus den folgenden Einzel Fehlern zusammen:

- u-Fehler bedingt durch horizontale Windfluktuationen
- w-Fehler Existenz einer vertikalen Windkomponente meist in Abhängigkeit von der thermischen Schichtung in der Atmosphäre
- Data-Processing-Fehler (DP) Abweichung des realen Vektorwindes vom Mittelwert der Windgeschwindigkeit aus Einzelmessungen in der mittleren Windrichtung

Die Größenordnung der Einzelfehler werden von Autor zu Autor verschieden angegeben. Richtwerte sind:

- u-Fehler: 1 - 5 %
- w-Fehler: 6 %
- DP-Fehler: 1 - 4 %

Die von IZUMI und BARAD (A.10) durch den Vergleich von Messungen mit Schalenkreuzanemometern und Schallanemometern gefundenen Werte von 10 % Überschätzung der Windgeschwindigkeit werden dadurch bestätigt. Der von DEACON /A.11/ angegebene Bereich von 25 - 30 % Überschätzung ist sicherlich als Obergrenze anzusehen.

Propelleranemometer, die von GILL /A.12/ entwickelt und beschrieben wurden, werden ebenfalls für die Messung der Windgeschwindigkeit verwendet. Diese Anemometer messen lediglich die zu ihrer Rotationsachse parallele Komponente des Windes. Sie müssen also entweder windrichtungsnachgeführt installiert werden, oder der Windvektor wird aus der Messung mit mehreren separaten unter festen Winkeln zueinander orientierten Geräten bestimmt. Bezüglich der Eichung dieser Instrumente gilt die für die Schalenanemometer angesprochene Problematik. Propelleranemometer zeigen wegen ihrer speziellen Geometrie und ihrer geringen Trägheit kaum ein Overspeeding. Jedoch ist die Ansprechempfindlichkeit der Geräte für nicht parallel zur Rotationsachse verlaufende Winde nicht proportional dem Kosinus des Winkels zwischen Rotationsachse und Windrichtung. Die Winkelabhängigkeit ist jedoch, wie auch die weiteren Kenngrößen, von HICKS /A.13/ und HORST /A.14/ vermessen worden. Sie muß bei Detailuntersuchungen berücksichtigt und iterativ korrigiert werden.

Größtenteils beziehen sich die Herstellerangaben zu den Eichwerten nur auf Windgeschwindigkeiten über 1 m/s. Windgeschwindigkeiten, die für den Wärmeübergang am Absorberdach typisch sind, liegen jedoch häufig im Bereich der Anlaufgeschwindigkeit bzw. der Nichtlinearität der Empfindlichkeit.

Globalstrahlungsmessung

Die Qualität der Solarstrahlungsdaten ist von

- der Genauigkeit des verwendeten Pyranometers,
- der sorgfältigen Wartung des Instruments,
- der exakten Installation des Gerätes

abhängig.

DEHNE /A.15/ beschreibt eine Reihe von Spezifikationen, die eine Qualitätsbeurteilung von Pyranometern erlauben. Die mit den Pyranometern gelieferten Datenblätter enthalten die Spezifikationen der Meßeigenschaften meist leider nur unvollständig. Die wichtigsten Spezifikationen sollen im folgenden kurz wiedergegeben werden. Dies sind:

- Empfindlichkeit des Instrumentes, das Verhältnis von Meßsignal (meist in mV) zu Bestrahlungsstärke (in Wm^{-2})
(Größenordnung 3 bis 13 $\text{mV}/(\text{kWm}^{-2})$)
- Stabilität, Zeitkonstanz der Empfindlichkeit
(Größenordnung der Empfindlichkeitsänderung: 0,5 % bis 3 % pro Jahr).
- Linearität, Proportionalität zwischen Bestrahlungsstärke und Meßsignal als Funktion der Bestrahlungsstärke
(Größenordnung 1 % bis 2 % der Empfindlichkeit über den Bereich von 0,1 bis 1 Solarkonstante)
- Temperaturkoeffizient, prozentuale Änderung der Empfindlichkeit pro K Änderung der Gerätetemperatur
(Größenordnung 0,1 - 0,2 % pro K)
Ein Meßaufbau, bei dem die Gerätetemperatur großen, unkontrollierten, von der Umgebungstemperatur abweichenden Schwankungen unterworfen wird, beeinflußt das Meßergebnis negativ. Im Zweifelsfall sollte das Gerät künstlich ventiliert werden.
- Einstellzeit, Zeitkonstante als Zeitintervall für das Erreichen des 0,63-fachen des Endwertes
(Größenordnung einige Sekunden bis 60 sec).
- spektrale Homogenität, konstante relative Empfindlichkeit der absorbierenden Empfängerfläche über das solare Spektrum.
- Zenitwinkel-Abhängigkeit, Abweichung vom LAMBERTschen Cosinusgesetz, Kaustikfehler.
(Größenordnung 3 - 10 % der Empfindlichkeit für Einfallswinkel zwischen 60 und 90°).
Dieser Fehler kann durch ungenaue Ausrichtung des Pyranometers entstehen sowie auch durch Abweichungen der Strahlungsabsorption vom LAMBERTschen Kosinusgesetz. Zusätzlich kann sich bei niedrigen Sonnenhöhen eine Kaustik an der Glasabdeckung ausbilden, die, wenn sie auf die Empfängerfläche gelangt, zu hohe Strahlungswerte vortäuscht.
- Abhängigkeit vom Azimutwinkel
Größenordnung 3 - 7 % der Empfindlichkeit bei Einfallswinkeln bis 90°. Bei einigen Pyranometern mit einer rechteckigen Empfängerfläche kann das Meßergebnis in Abhängigkeit der azimuthalen Ausrichtung durch die Ausbildung einer Kaustik verfälscht werden. Bei rotationssymmetrischen Empfängern, deren Durchmesser klein gegenüber dem Durchmesser der Glasabdeckung ist, tritt dieser Kaustikeinfluß nicht auf. Jedoch können auch hier Meßfehler durch Inhomogenitäten des Transmissionsvermögens der Glashauben auftreten.

- Neigungswinkelabhängigkeit, Empfindlichkeitsänderung gegenüber der horizontalen Installation durch verstärkten konvektiven Wärmetransport zwischen Thermosäule und innerer Glashaube.
(Größenordnung Eppley PSP bis zu 0,5 % der Empfindlichkeit, bei I_0
Kipp + Zonen CM 5 bis -4 %
- Konstruktionsbedingte Parameter
 - Größe und Masse (Aufheizung des Gerätekörpers durch Absorption von Streustrahlung)
 - Nivellierlibelle, Empfindlichkeit und Justage der Libelle (Instrumentenausrichtung)
 - Belüftungsvorrichtung (Gesichtsfeldbeeinflussung)
- Nullpunktunsicherheit, aufgrund der thermischen Isolation der Glashauben gegen das Metallgehäuse entsteht ein Strahlungsaustausch zwischen Empfängerfläche und innerer Glaskuppel, der das Meßergebnis beeinflussen kann.

Der Gesamtmeßfehler kann nur unter Auswertung der Angaben zu den Gerätespezifikationen für eine bestimmte Meßsituation angegeben werden. Außerhalb der Tagesrandstunden sollte ein Meßfehler bezogen auf die Stundensumme der Globalstrahlung von 5 % durch viele handelsübliche Pyranometer eingehalten werden. Bei aufwendiger Eichung, Kompensation und Korrektur der systematischen Fehler sind Fehlergrenzen von 3 % erreichbar (DEHNE /A.15/).

Grundlagen über die Wirkungsweise von Pyranometern enthält die Arbeit von BENER /A.16/ und das Buch von COULSON /A.17/.

Anforderungen an die Strahlungsmeßtechnik und die auftretenden Fehler werden eingehend bei DEHNE /A.18/ und COULSON /A.17/ diskutiert. Methoden einer Pyranometereichung /A.20/ und die Ergebnisse eines Pyranometervergleichs /A.21/ findet man bei EBKE bzw. TALAREK.

Atmosphärische Gegenstrahlung

Zur Messung der atmosphärischen Gegenstrahlung werden auf dem Markt Geräte angeboten, die im wesentlichen nach den folgenden Funktionsprinzipien arbeiten:

- a) Pyrgeometer: Diese Instrumente unterscheiden sich von den Pyranometern zur Globalstrahlungsmessung durch ihre nur im Spektralbereich zwischen $4 \mu\text{m}$ und $50 \mu\text{m}$ transparente Abdeckhaube, die im solaren Spektralbereich reflektierend beschichtet ist. Ihr Meßsignal ist der Nettowert zwischen

der thermischen Abstrahlung der Empfängerfläche und der auf die Empfängerfläche gerichteten atmosphärischen Gegenstrahlung. Um nun an den Wert der Gegenstrahlung selbst zu gelangen, wird geräteintern über einen Thermistorschaltkreis dem Meßsignal ein der thermischen Abstrahlung proportionaler Wert hinzugefügt.

- b) Pyrradiometer: Diese Instrumente besitzen eine sowohl im terrestrischen als auch im solaren Teil des Spektrums durchlässige Abdeckung. Ihr Meßsignal ist also proportional der Globalstrahlung plus atmosphärischer Gegenstrahlung minus thermischer Abstrahlung von der Empfängerfläche. Den Wert für die atmosphärische Gegenstrahlung erhält man durch Subtraktion der gleichzeitig gemessenen Globalstrahlung und Addition des Terms für die Geräteabstrahlung, den man durch die Registrierung der Gerätetemperatur (meist mit einem Pt 100) erhält. Die Pyrradiometer werden oft mit zwei entgegengesetzt ausgerichteten, jedoch getrennt verdrahteten Thermosäulen zur Messung der Gesamtstrahlungsbilanz oder einzelner Strahlungsbilanzkomponenten angeboten.

Auch für die Messung im terrestrischen Spektralbereich sind die Fehlermöglichkeiten vielfältig. Im folgenden soll kurz auf die Fehlerquellen bei der Bestimmung der atmosphärischen Gegenstrahlung eingegangen werden.

Pyrgeometer

Das wohl am meisten gebräuchliche Instrument dieses Typs ist das Eppley Pyrgeometer PIR. Aufbau, Funktion und Fehlermöglichkeiten dieses Gerätes sind in der Literatur bei verschiedenen Autoren diskutiert worden /A.22, A.23, A.24, A.25/.

Wie oben beschrieben wurde, arbeitet das Pyrgeometer mit einem batteriegespeisten Widerstandskreis, der die von der Empfängerfläche abgestrahlte Energie am Meßsignal kompensieren soll (Abb. A.2). Hier liegen zwei Fehlerursachen:

- 1) Die Batteriespannung entspricht nicht mehr dem Wert zum Zeitpunkt der Geräteeichung ($\epsilon \sigma T_{\text{ABSP}}^4$ wird falsch kompensiert).
- 2) Die Schaltung der Abb. A.2, linke Seite, ist nicht in der Lage, die T^4 -Abhängigkeit über einen Temperaturbereich von -20°C bis $+40^\circ\text{C}$ Gerätetemperatur exakt elektronisch abzubilden.

Die Bestimmung der Gegenstrahlung:

$$\dot{L} = U (C_9 + C_{10} T_{ABSP}^3) + \epsilon \sigma T_{ABSP}^4 - C_{11} \sigma (T_{ABSD}^4 - T_{ABSP}^4) \quad (A.1)$$

Dabei ist U die Thermosäulenspannung, C_9 der Eichwert des Pyrgeometers (Empfindlichkeit), $C_{10} T_{ABSP}^3$ beschreibt den Einfluß des Temperaturkoeffizienten (siehe Pyranometer Abschnitt A.3), $\epsilon \sigma T_{ABSP}^4$ ist die von der Empfängerfläche abgestrahlte Energie und der Ausdruck $-C_{11} \sigma (T_{ABSD}^4 - T_{ABSP}^4)$ beschreibt den Einfluß einer Störgröße, die im weiteren näher beschrieben werden soll.

Die Störgröße tritt immer dann auf, wenn die Haubentemperatur T_{ABSD} ungleich der Pyrgeometertemperatur T_{ABSP} ist. Dieser Fall kann vor allem bei starker solarer Einstrahlung und geringer Belüftung der Haube eintreten.

Die Pyrgeometerhaube absorbiert einen geringen Teil solarer Strahlung und ihre Erwärmung erhöht scheinbar die gemessene Gegenstrahlung. Der Faktor k kann nach einem von ALBRECHT et al. /A.22/ angegebenen Verfahren bestimmt werden, wenn zusätzlich zur Pyrgeometertemperatur T_{ABSP} auch die Haubentemperatur T_{ABSD} während der Messung aufgezeichnet wird. Dazu formt man Gleichung (A.1) um in Gleichung (A.2).

$$\dot{L} - U (C_9 + C_{10} T_{ABSP}^3) - \epsilon \sigma T_{ABSP}^4 = -C_{11} \sigma (T_{ABSD}^4 - T_{ABSP}^4) \quad (A.2)$$

C_{11} bestimmt sich dann aus einer Geradenanpassung.

Der Wert \dot{L} muß aus einem Vergleichsinstrument gewonnen werden. Da bei dieser Methode jedoch nur die Temperatur an einer festen Stelle der Haube gemessen wird, und dieser Meßwert keinesfalls die wahre integral wirksame Haubentemperatur repräsentiert, ist der Faktor C_{11} nicht ein für allemal durch einen Eichversuch zu bestimmen. Er ist auch von der Lage des Thermistors in der Pyrgeometerhaube zur Bestrahlungsrichtung abhängig.

SCHMETZ et al. /A.26/ zeigen jedoch, daß zumindest für den Fall von Messungen der Gegenstrahlung aus Flugzeugen (hohe Ventilation der Haube) die von ALBRECHT /A.23/ vorgeschlagene Korrektur mit ausreichender Genauigkeit angewendet werden kann. Auf jeden Fall ist es zur Verringerung des Aufheizeffektes und zur "Homogenisierung" der Temperaturverteilung der Haube ratsam, diese radial zu ventilieren. Dennoch wird es nicht ohne entsprechenden Wartungs- und eichtechnischen Aufwand möglich sein, die Genauigkeitsgrenze von 5 % zu verbessern.

Pyrradiometer

Da das Pyrradiometer im Bereich zwischen 0,3 und 60 μm empfindlich ist, muß es sowohl im solaren-Teil des Spektrums (wie ein Pyranometer) als auch im terrestrischen Teil des Spektrums (wie ein Pyrgeometer) geeicht werden. Die Fehlerquellen sind im wesentlichen mit den oben für Pyranometer aufgelisteten Punkten identisch. Eine Spezifizierung der Einzelfehler für Pyrradiometer, wie sie oben für Pyranometer überschlägig angegeben wurde, ist aufgrund fehlender umfassender Untersuchungen nicht möglich. Ein wesentlicher Unterschied zum Pyranometer besteht in der Langzeitstabilität der Haube. Beim Pyrradiometer können innerhalb von Monaten im langwelligen Bereich Änderungen in der Transmission um 3 - 5 % durch den UV-Anteil der Solarstrahlung verursacht werden. Die Inhomogenität der Haube (Lupolen) ist wesentlich größer als bei den Quartzhauben der Pyranometer. Der Temperaturkoeffizient liegt deutlich über dem der Pyranometer. Eine umfassende Beschreibung des Pyrradiometers nach Prof. SCHULZE findet man bei DÄKE /4.6/.

Hier werden neben dem Aufbau des Gerätes auch Fragen des Meßverhaltens, der Eichung in den beiden Spektralbereichen und darüber hinaus der gesamte Wärmehaushalt des Gerätes behandelt.

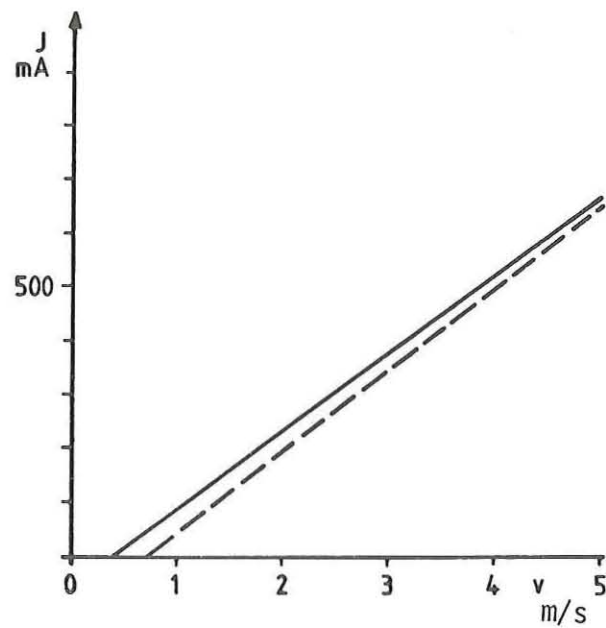


Abb. A.1: Veränderung der Eichgeraden eines Schalenstern-Anemometers bezüglich einer Eichung nach Lieferung (—) und nach ca. 3-jährigem ununterbrochenen Betrieb (---).

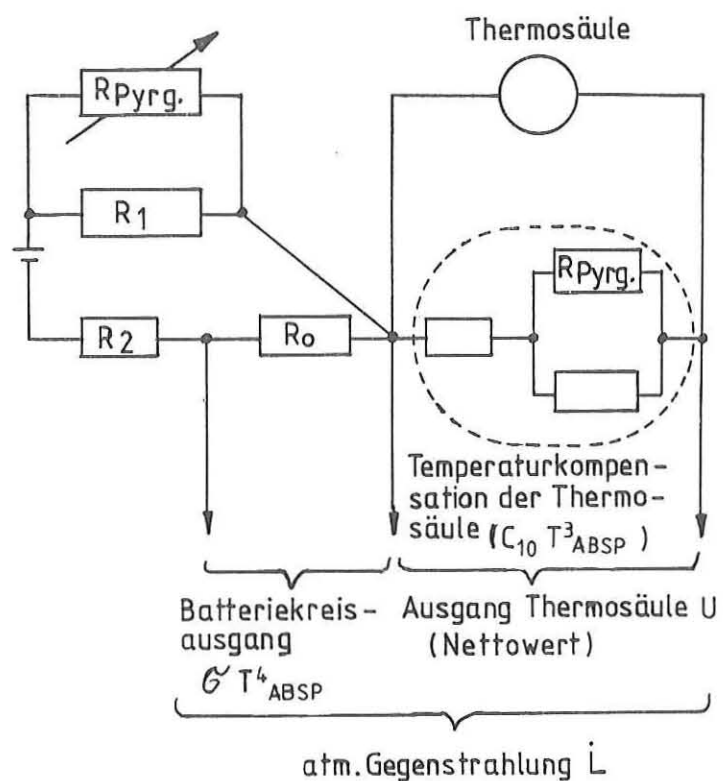
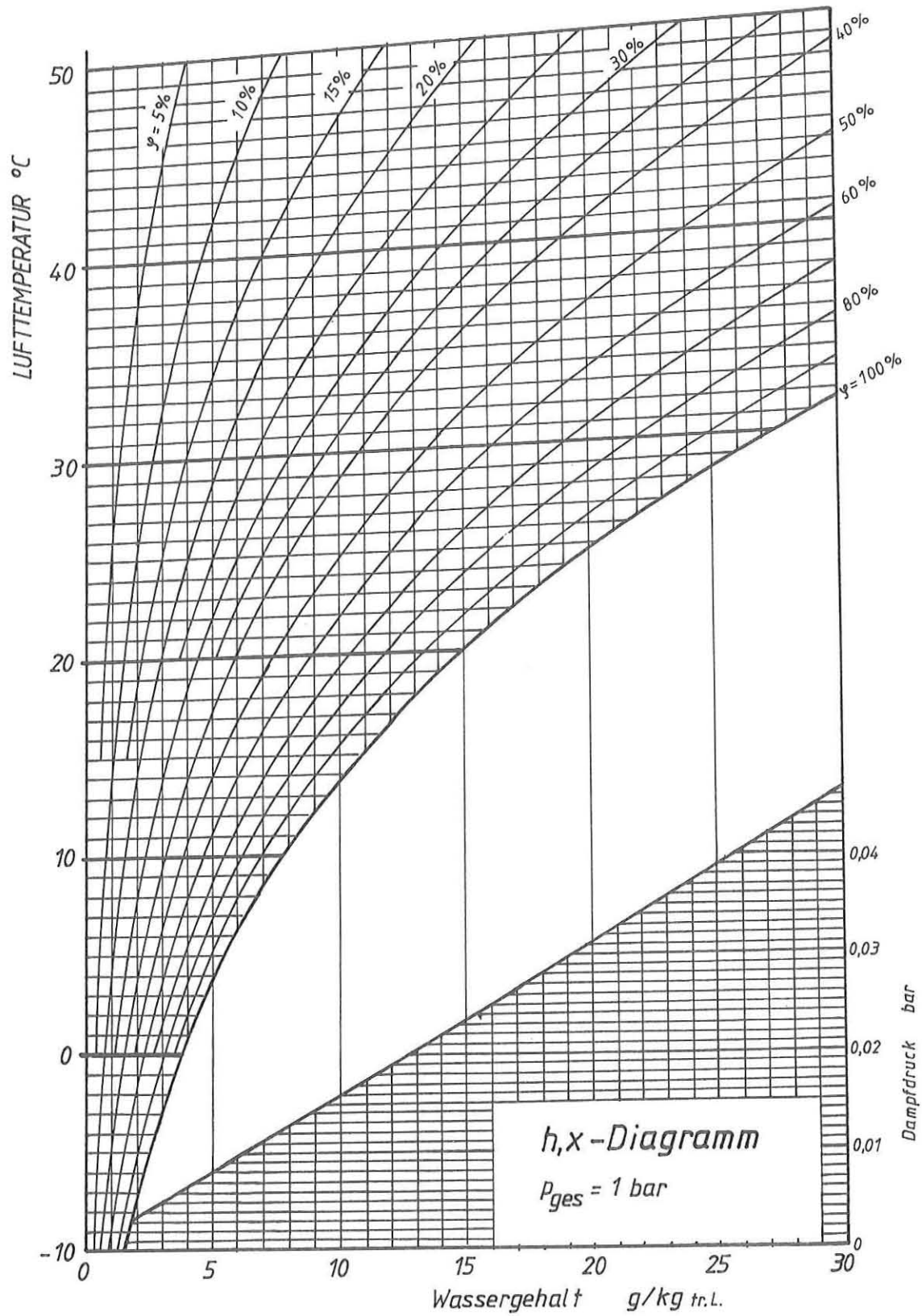


Abb. A.2: Schaltung der verschiedenen Temperaturkompensationen in einem Pyrgometer Typ PSP der Fa. Eppley (verändert nach Unterlagen der Fa. Eppley)

A 2 Mollier h,x -Diagramm
(angefertigt nach /A.27/)



A.3 Nomenklatur

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Einseitige Gesamtfläche eines Absorberelementes	m^2
A_D	Einseitige, benetzte Gesamtfläche eines Absorber-elementes	m^2
A_{eff}	Einseitige, effektive Wärmetauscherfläche eines Absorberelementes	m^2
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
b	Breite eines Absorberelementes	m
b_R	Rippenbreite	m
B	Bewölkungsgrad (in Zehntel)	-
B_h	Bewölkungshöhe	m
c_i	$i = 1, 2, \dots$ im Text näher beschriebene Konstanten	-
c_F	spezifische Wärmekapazität des Wärmeträgerfluids	$kJ/(kgK)$
c_{Lp}	spezifische Wärmekapazität der Luft ($P = \text{const}$)	$kJ/(kgK)$
c_{SP}	flächenspezifischer Wärmekapazitätsstrom	$W/(m^2K)$
D	Diffusionszahl	m^2/s
d	Rippendicke	m
e_i	$i = 1, 2, \dots$ im Text näher beschriebene Variable	-
f	Verhältnis des inneren Wärmedurchgangskoeffizienten zum Gesamtwärmedurchgangskoeffizienten $f = k_i/(k_i + k_a)$	-
\dot{G}	Globalstrahlung in Absorberebene	W/m^2
\dot{G}_{Difhor}	Diffuse Globalstrahlung auf die Horizontale	W/m^2
\dot{G}_{Dir}	Direkte Globalstrahlung	W/m^2
\dot{G}_{hor}	Globalstrahlung (direkt + diffus) auf die Horizontale	W/m^2
Gr	GRASHOF-Zahl	-
Gr_L	GRASHOF-Zahl der charakteristischen Länge L	-
h_D	spezifische Latentwärme von Wasserdampf	kJ/kg
I	elektrische Stromstärke	A
I_o	Solarkonstante = 1370	W/m^2
k_p	Wärmeleitwert des Absorbermaterials	$W/(m^2K)$
k_i	innerer Wärmedurchgangskoeffizient	$W/(m^2K)$
k_a	äußerer Gesamtwärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2K)$
	Indizes der Gesamtwärmeübergangskoeffizienten und der inneren Wärmedurchgangskoeffizienten	
	R - rückseitig	
	V - vorderseitig	
	* - scheinbar	
	-* - scheinbarer mittlerer	
	∞ - bei Leerlauftemperatur	

Symbol	Bedeutung	Einheit
\dot{L}	atmosphärische Gegenstrahlung	W/m^2
\dot{L}^*	Abweichung der atmosphärischen Gegenstrahlung vom Strahlungsniveau der Lufttemperatur in Absorber-ebene	W/m^2
l	Laufparameter der Absorberlänge	m
l_{ges}	Gesamtlänge des Absorberelementes	m
\dot{M}	Massenstrom durch ein Absorberelement	kg/h
\dot{m}	flächenspezifischer Massenstrom durch ein Absorberelement	$kg/(m^2h)$
\dot{M}_d	Massenstrom des Wasserdampfes	$g/(m^2h)$
m_R	Rippenkennzahl	1/m
n	Wassergehalt der Atmosphäre	cm
Nu	NUSSELT-Zahl (allgemein, örtlich)	-
Nu_L	mittlere NUSSELT-Zahl der charakteristischen Länge L	-
Nu_{lam}	mittlere NUSSELT-Zahl der laminaren Grenzschicht	-
Nu_{tur}	mittlere NUSSELT-Zahl in turbulenter Grenzschicht	-
P	Druck	bar, Pa
P_{DL}	Wasserdampfpartialdruck der Umgebungsluft	bar, Pa
P_{DA}	Wasserdampfpartialdruck an der Absorberoberfläche	bar, Pa
Pr	PRANDTL-Zahl	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{q}	flächenbezogener Wärmestrom	W/m^2
	Indizes der Wärmestromsymbole	
	KON - Wärme und Stoffübertragung	
	KOND - Stoffübertragung (Kondensation)	
	KONV - Konvektion	
	MAX - maximaler	
	NATKONV - Naturkonvektion	
	NUTZ - Nutzwärme	
	STR - Strahlung	
	STRG - kurzwellige Strahlung (Licht)	
	STRL - langwellige Strahlung	
	ZWAKONV - Zwangskonvektion	
R	elektrischer Widerstand	Ω
R_D	Gaskonstante des Wasserdampfes	$J/(kgK)$
R_L	Gaskonstante der Luft	$J/(kgK)$
Ref l	Reflexionsvermögen der Erdoberfläche (Albedo)	-

Symbol	Bedeutung	Einheit
Re	REYNOLDS-Zahl, örtlich	-
Re _L	REYNOLDS-Zahl der charakteristischen Länge L	-
T	Temperatur	°C, K
	Indizes der Temperatursymbole	
A	- Absorberoberfläche	
ABSA	- Absorberoberfläche (absolut)	
ABSB	- Bezug (absolut)	
ABSD	- Pyrgeometerhaube (absolut)	
ABSL	- Luft (absolut)	
ABSP	- Pyrgeometer (absolut)	
ABSU	- Strahlungstemperatur der Umgebung (absolut)	
A _∞	- Leerlauf	
a	- Auslaß	
B	- Bezug	
e	- Einlaß	
F	- Fluid	
L	- Luft	
TAU	- Taupunkt	
U	elektrische Spannung	V
\dot{V}	Volumenstrom	l/h
\hat{v}	flächenspezifischer Volumenstrom	l/(hm ²)
v _w	Windgeschwindigkeit	m/s
x _L	Wassergehalt der Luft	g/kg tr.L.
x _A	Sättigungswassergehalt der Luft an der Absorberoberfläche	kg/kg tr.L.

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m ² K)
	Indizes der Wärmeübertragungskoeffizienten	
i	- innerer (Absorber-Fluid)	
KOND	- Kondensation	
KONV	- Konvektion	
NATKONV	- Naturkonvektion	
STRL	- langwellige Strahlung	
ZWAKONV	- Zwangskonvektion	
α	Absorptionsvermögen für Globalstrahlung (ohne Index)	-
β	Stoffübergangskoeffizient	m/s
γ	Neigungswinkel der Absorberebene gegen die Horizontale	Grad

Symbol	Bedeutung	Einheit
ε	Emissionsvermögen der Absorberoberfläche	-
ε _D	Emissionsvermögen der rückseitigen Absorberumgebung	-
ε _{WP}	Leistungsziffer einer Wärmepumpe	-
λ	Wärmeleitzahl	W/(mK)
ξ	Austauschgrad der Nutzwärme	-
φ	Austauschgrad der Temperatur	-
f	relative Luftfeuchte	%
ψ	Einfallswinkel der direkten Strahlung zur Absorbernormalen	Grad
ψ _{hor}	Einfallswinkel der direkten Strahlung zur Horizontalen	Grad
η _R	Rippenwirkungsgrad	-
η _{eff}	Flächenwirkungsgrad	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	STEFAN-BOLTZMANN-Konstante = 5,67·10 ⁻⁸	W/(m ² K ⁴)
Θ	Temperaturveränderung des Wärmeträgerfluids beim Durchströmen eines Absorberelementes bezogen auf die Einlaßtemperatur	K
	Indizes der Temperaturänderungen	
a	- Temperaturänderungen des Wärmeträgerfluids nach Durchströmen des gesamten Absorberelementes Θ _a = (T _a -T _e)	K
F	- Temperaturänderung des Wärmeträgerfluids beim Durchströmen des Absorberelementes bis zur örtlichen Fluidtemperatur Θ _F = (T _F -T _e)	K
A	- maximal mögliche Temperaturänderung des Wärmeträgerfluids nach Durchströmen des Absorberelementes Θ _{A∞} = (T _{A∞} -T _e)	K

